

**VŠB - Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra robototechniky**

**Automatizovaný systém pro řezání závitů**

**Automated System for Threading**

Student:

Bc. Jáchym Šnajdr

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Konečný Ph.D

Ostrava 2013

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Bc. Jáchym Šnajdr

Marty Krásové 4455/21

Ostrava - Poruba 70800

## ANOTACE

ŠNAJDR, J. Automatizovaný systém pro řezání závitů. Ostrava: katedra robotiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013, 93 s. Diplomová práce, vedoucí: Konečný, Z.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem jednoúčelového stroje pro řezání závitů do stavebnicových profilů ITEM jako náhradu za stávající stroj. Stroj je opatřen vřetenem kterým je polohováno ve třech osách. Pohony jednotlivých os zajišťují krokové motory a přes kuličkové šrouby je síla přenášena na polohovací osy. Ovládaní je zajištěno pomocí dotykového panelu.

## ANNOTATION OF THESIS

ŠNAJDR, J. Automated System for Threading. Ostrava: Department of Robotics, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2013, 93 p. Thesis, head: Konečný, Z.

This thesis deals with the design of single-purpose machines for tapping into modular sections ITEM as a replacement for an existing machine. The machine is provide with a spindle which is positioned in three axes. Drives of the axes provided stepper motors and ball screws through the power transmitted to the positioning axis. It is operated using the touch panel.

### **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval panu doc. Ing. Zdeňku Konečnému, Ph.D. za odborné konzultace a cenné rady při zpracování diplomové práce.

## Seznam použitého označení

Označení	Význam označení	Jednotka
$i$	převodový poměr	[-]
$m$	hmotnost	[kg]
$P$	výkon	[W]
$n$	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$M_D$	potřebný moment pro vyřezání závitu	[Nm]
$t$	čas	[s]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$\alpha$	úhlové zrychlení	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$a$	rovinné zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$M_k$	krouťící moment	[Nm]
$C$	dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_0$	statická únosnost ložiska	[N]
$F_r$	radiální síla	[N]
$F_{\text{šroub}}$	osová síla ve šroubu	[N]
$F_t$	třecí síla	[N]
$F_k$	kritická síla v kuličkovém šroubu	[N]
$F_{k\max}$	maximální provozní síla v kuličkovém šroubu	[N]
$F_u$	upínací síla	[N]
$S$	plocha průřezu	[mm <sup>2</sup> ]
$k_c$	materiálová konstanta	[-]
$f$	součinitel tření	[-]
$G$	tíhová síla	[N]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$p$	tlak	[MPa]
$\alpha_k$	bachův opravný součinitel pro krut	[-]
$\alpha_o$	bachův opravný součinitel pro ohyb	[-]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{\text{red}}$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{Do}$	dovolené ohybové napětí	[MPa]
$M_o$	ohybový moment	[Nm]

$W_o$	průřezový modul v ohybu	$[\text{mm}^3]$
$L_{10h}$	trvanlivost ložisek v provozních hodinách	[hod]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$\tau_{kD}$	dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_k$	napětí v krutu	[MPa]
$W_k$	průřezový modul v krutu	$[\text{mm}^3]$
$d$	průměr	[mm]
$L_w$	délka ozubeného řemene	[mm]
$A$	osová vzdálenost	[mm]

**Obsah**

<b>1. Úvod</b>	<b>11</b>
<b>2. Analýza problematiky řezání závitů</b>	<b>12</b>
2.1 Druhy závitů	13
2.1.1 Metrický závit	14
2.1.2 Whitworthův závit	15
2.1.3 Trubkový závit- netěsnící na závitech	15
2.1.4 Trubkový závit- těsnící na závitech	16
2.1.5 Lichoběžníkový závit rovnoramenný	17
2.1.6 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný	17
2.1.7 Oblý závit	18
2.2 Výroba závitů	19
2.2.1 Ruční výroba závitů	19
2.2.2 Strojní výroba závitů	20
2.3 Broušení závitů	23
2.4 Měření závitů	24
<b>3. Popis stávajícího stavu</b>	<b>25</b>
<b>4. Požadavkový list</b>	<b>28</b>
<b>5. Návrh variant řešení</b>	<b>30</b>
5.1 Varianta A	30
5.2 Varianta B	34
5.3 Varianta C	38
<b>6. Výběr optimální varianty</b>	<b>42</b>
<b>7. Konstrukce závitorezného stroje</b>	<b>44</b>
7.1 Rám stroje	45
7.2 Systém polohování vřetene	47
7.2.1 Konstrukční návrh vřetena	48
7.2.2 Konstrukční návrh osy Z	59
7.2.3 Konstrukční návrh osy X	63
7.2.4 Konstrukční návrh osy Y	66
7.2.5 Strojní časy	71



7.3 Výměna nástrojů	74
7.4 Bezpečnost práce	78
<b>8. Návrh pneumatického systému stroje</b>	<b>80</b>
8.1 Návrh válců pro upínání obrobků	80
8.2 Výběr válce pro vyrážecí	82
8.3 Výběr pneumatického válce pro zásobník nástrojů	83
8.4 Výběr rozvaděčů a ostatních prvků pneumatického systému	83
<b>9. Návrh řídicího systému</b>	<b>86</b>
<b>10. Ekonomická rozvaha</b>	<b>90</b>
<b>11. Závěr</b>	<b>91</b>
<b>12. Seznam použité literatury</b>	<b>92</b>
<b>13. Seznam příloh</b>	<b>93</b>

## 1. Úvod

Závit je neodmyslitelnou částí spojovacích dílů ve strojírenství. Velké procento spojovaných dílů je v dnešní době řešeno pomocí šroubu a matic s různými druhy závitů. Princip vzniku můžeme popsat jako natočení profilu závitu na válcovou plochu. Podle toho, jestli profil natáčíme na vnější nebo vnitřní válcovou plochu vzniká vnější závit- šroub nebo vnitřní závit- matice.

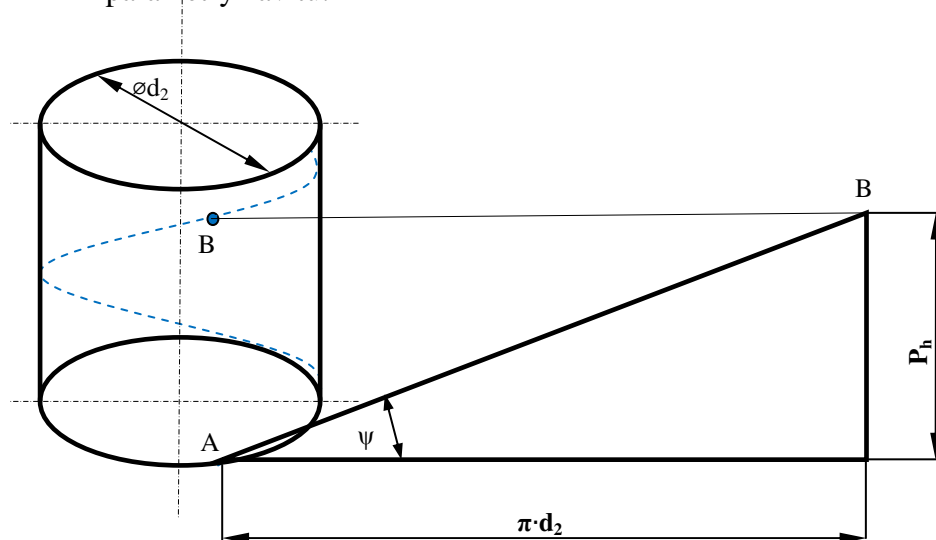
Závitový spoj je rychlé spojení dvou součástí které umožňuje rozebíratelné spojení, což je ve většině případů velkou výhodou při montáži. Za jednu z dalších výhod může být považováno možnost přesně definovat utahovací sílu, nebo také utahovací moment. Díky normalizaci jsou parametry různých závitů přesně definovány a to nám umožňuje jednotlivé díly mezi sebou zaměňovat. Nevýhodou závitových spojů je to, že je potřeba díra, která zeslabuje průřez součástí a šroub s maticí zvedá hmotnost součástí.

Cílem práce je navrhnout nový stroj pro řezání závitů do stavebnicových profilů ITEM ve firmě HABERKORN ULMER. První část diplomové práce bude věnována krátkému rozboru dnes vyráběných závitů a způsobu jejich výroby. Dále bude popis stávajícího stroje pro řezání závitů do stavebnicových profilů. Následovat bude návrh variant řešení, výběr optimální varianty a její detailní zpracování. Závěr práce bude obsahovat zhodnocení dosažených výsledků.

## 2. Analýza problematiky řezání závitů

Závit je nejdůležitější částí šroubového spoje. Vzniká navinutím závitového profilu na šroubovici, která se skládá z pravoúhlého trojúhelníku navinutého na válcovou plochu.

Z pravoúhlého trojúhelníku na obr.1 vyplývají dva základní geometrické parametry závitu:



Obr. 1- Rozvinutá plocha závitu

- **Stoupání závitu  $P_h$  [mm]**- vzdálenost o kterou se matice posune v ose při jedné otáčce.

**Úhel stoupání závitu  $\psi$  [°]**- počítáme jej ze vztahu:  $\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2}$  [1.1]

Závity mohou plnit různé funkce a to například spojovací, kdy se provádí spojení dvou nebo více součástí v jeden celek, nebo pohybové funkce, kde otáčivý pohyb matice nebo šroubu je převáděný na translační pohyb. Proto je jejich použití ve strojírenství velice rozšířené.

Snaha o zavedení metrického závitu souvisela s rozšiřováním metrické soustavy během 2. poloviny 19. století. V té době již existoval v palcích měřený závit Whitworthův (ustanoven 1841). Návrhů na metrické závity se objevilo mnoho. Jako první významnější metrický závit se prosadil Loewenherzův závit v roce 1890 pro průměry 1–10 mm s vrcholovým úhlem  $53^\circ 8'$ . V roce 1898 byla pak pro větší průměry závitů schválena mezinárodní soustava SI (Système Internationale) s vrcholovým úhlem  $60^\circ$  pro průměry 6–80 mm. V letech 1911–1923 se postupně ze soustavy SI vyvinula německá metrická soustava závitů. Ta v malých průměrech navázala na Loewenherzův závit tak, aby matice metrické soustavy šly beze změny nasadit na Loewenherzovy šrouby. Pro opačnou kompatibilitu bylo třeba Loewenherzovy matice proříznout metrickým závitníkem a tím z nich udělat metrické matice [11].

## 2.1 Druhy závitů

Existuje celá řada strojních závitů, které se rozdělují podle následujících kritérií.

### Dělení závitů

#### Podle profilu závitu:

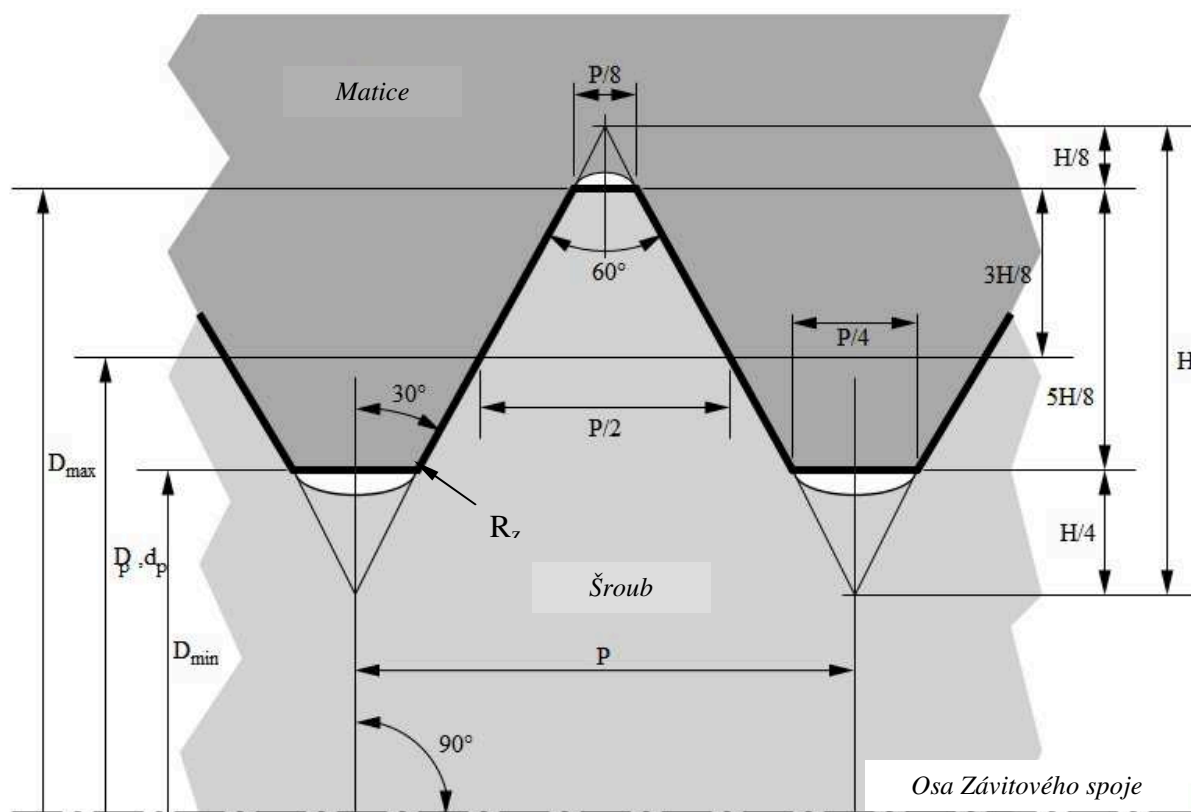
- **Čtverec (obdélník)** - Používá se zřídka, není normalizovaný. Výroba je obtížná, hlavně v matici. Není výhodný pevnostně. Nahradil jej výhodnější profil lichoběžníkový.
- **Trojúhelník**- metrický závit, Whitworthův závit a trubkový závit.
- **Lichoběžník**- rovnoramenný a nerovnoramenný.

Dále můžeme rozlišovat závity:

- **Vnější**- závit provedený na šroubu.
- **Vnitřní**- závit provedený v matici.
- **Pravotočivý**- je základní, nejpoužívanější, má pravou šroubovici (na viditelné straně šroubu závit stoupá zleva doprava). Utahuje se ve směru hodinových ručiček.
- **Levotočivý**- má levou šroubovici, vyrábí se na zvláštní požadavek. Používá se tam, kde by mohl smysl otáčení šroub povolít.
- **Jednochodý**- jednoduchý závit kde platí  $P_h = P$ .
- **Vícechodý**- na délce rovné stoupání je navinut více než jeden profil či šroubovice. Platí  $P_h = n \cdot P$ . [7]

Po celém světě se závity používají ve velkém množství v různých strojírenských oborech. Proto jsou jejich rozměry a tvary normalizovány mezinárodními standardy ISO, EN a z nich pak dále převzaty nebo odvozeny do národních norem.

### 2.1.1 Metrický závit



Obr. 2 - Základní profil metrického závitu [11]

Jmenovitý rozměr závitu, velký průměr	$D_{max} [mm]$
Rozteč	$P [mm]$
Střední průměr	$D_p = D_{max} - 0,64951053 \cdot P [mm]$
Malý průměr	$D_{min} = D_{max} - 1,226869322 \cdot P [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H = 0,866025404 \cdot P [mm]$
Poloměr zaoblení dna závitu	$R_z = 0,144337561 [mm]$

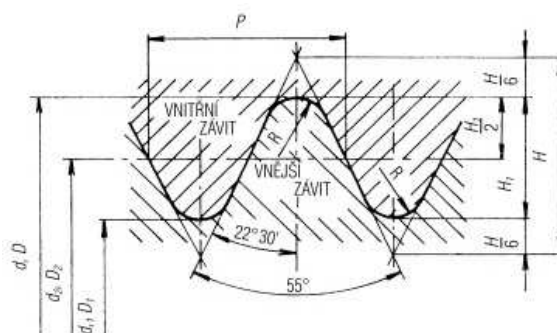
*Tab.1- Základní parametry metrického závitu*

Metrický závit je ve strojírenství nejrozšířenější. Tento závit je vždy jednochodý a samosvorný. S převahou se používá pro spojování součástí.

Metrický závit ještě rozlišujeme na závit:

- **normální** - s hrubou roztečí, největší. Značí se:  $M d$
- **jemný** - s jemnou roztečí, ostatní menší rozteče. Značí se:  $M d \times P_h$

### 2.1.2 Whitworthův závit



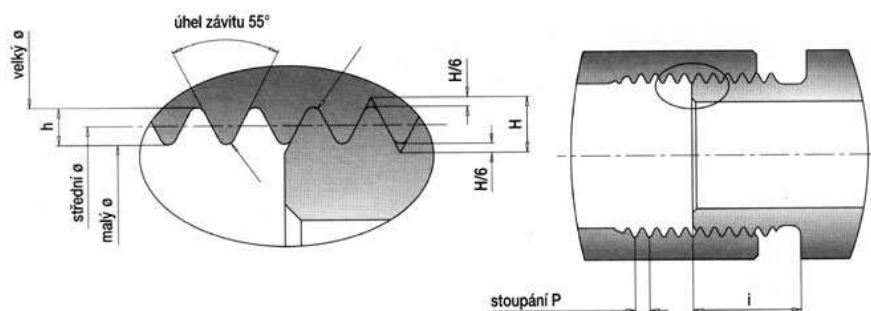
Obr.3- Whitworthův závit [11]

Whitworthův závit je podobný jako metrický ale má jiný vrcholový úhel a velký průměr je udáván v palcích. Rozteč se uvádí počtem závitů na jeden palec. Jelikož mají závity zaoblené vrcholy, lépe na sebe dosedají, ale jejich výroba je náročnější a také dražší. Závit se používal v anglosaských zemích. V dnešní době je jeho použití spíše výjimečné. Závit se označuje:  $W d ["]$

Jmenovitý rozměr závitu, velký průměr	$D ["]$
Rozteč	$P[24,5/z]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H= 0,96049 \cdot P [mm]$
Nosná výška profilu	$H_1=0,64033 \cdot P[mm]$
Poloměr zaoblení dna závitu	$R= 0,13733 \cdot P [mm]$

Tab.2- Základní parametry Whitworthova závitu

### 2.1.3 Trubkový závit- netěsnící na závitech



Obr.4- Trubkový závit [11]

Trubkový závit se používá pro mechanické spojení trubek, ventilů, plynovodů, vodovodů, které se utěšňuje vhodným těsněním jako například konopím nebo teflonovou nití.

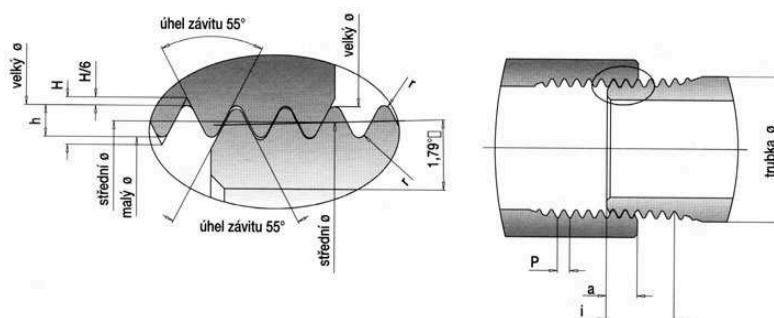
Trubkový závit je tvarově stejný jako Whitworthův, ale má jemnější rozteč. Vrcholový úhel je stejný  $\alpha=55^\circ$ . Velikost závitu představuje jmenovitou světlost trubky  $DN$  v palcích (zhruba vnitřní průměr dané trubky), nikoliv největší průměr závitu. Trubkový závit je vyráběn ve dvou třídách přesnosti A a B. Třída A má užší toleranční pole středního průměru závitu.

Hodnoty tolerančního pole  $B$  jsou 2x větší než  $A$ . Potřebné délky zašroubování udává norma ČSN 014033. Závit se označuje:  $G d$ .

Velký průměr	$d [mm]$
Střední průměr vnějšího závitu	$d_2 = d - 0,640327 \cdot P [mm]$
Malý průměr vnějšího závitu	$d_1 = d - 1,280654 \cdot P [mm]$
Rozteč	$P [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H = 0,960491 \cdot P [mm]$
Nosná výška profilu	$h = 0,640327 \cdot P [mm]$
Poloměr zaoblení dna závitu	$R = 0,137329 \cdot P [mm]$

Tab.3- Základní parametry Trubkového závitu

### 2.1.4 Trubkový závit- těsnící na závitech



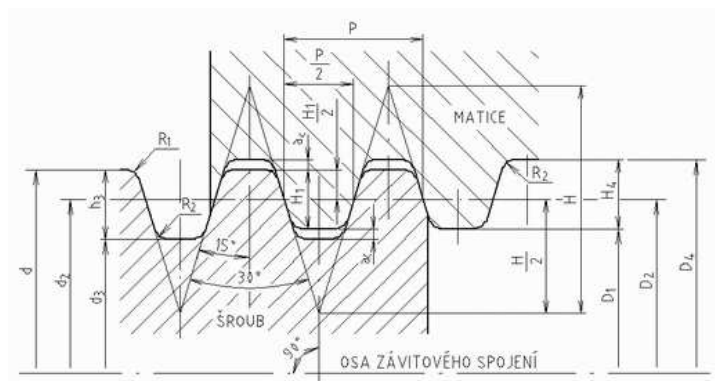
Obr.5 - Trubkový závit těsnící na závitech [11]

Vnější trubkový závit je kuželový bez vrcholové vůle a kovově těsní na závitech. Kuželovitost koncové části závitu je 1:16 s vrcholovým úhlem  $\varphi = 3^\circ 34' 48''$ . Vrcholový úhel závitu je shodný s Whitworthovým závitem  $\alpha = 55^\circ$ . Profily závitu jsou na hřbetech a dnech zaobleny stejnými rádiusy, které tečně navazují na boky závitu tak, aby vznikla stejná výška jako u závitu válcového. Tento závit se provádí na konci trubky. Značí se:  $R d$

Kuželovitost	$1:16$
Rozteč	$P [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu	$H = 0,960237 \cdot P [mm]$
Nosná výška profilu	$h = 0,640327 \cdot P [mm]$
Poloměr zaoblení dna závitu	$R = 0,137278 \cdot P [mm]$

Tab.4- Základní parametry trubkového závitu

### 2.1.5 Lichoběžníkový závit rovnoramenný



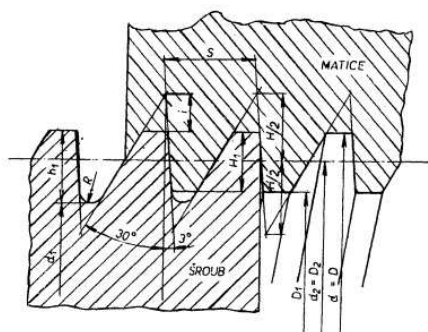
Obr.6- Lichoběžníkový závit rovnoramenný [11]

Lichoběžníkový rovnoramenný závit se hojně využívá především pro pohybové šrouby. Má relativně menší tření v závitech a je snadněji výrobitelný. Vrcholový úhel je nižší než u např. metrického závitu a má hodnotu  $30^\circ$ . Tento závit může být dvou i tří chodý, přičemž dvou i tří-chodý závit je nesamosvorný a u jedno-chodého se musí samosvornost kontrolovat výpočtem podle zatížení závitu. Velký průměr udává velikost závitu šroubu a značí se:  $Tr\ d \times P_h$ .

Velký průměr	$d\ [mm]$
Zaoblení vrcholu závitu	$R_{1max}=0,5 \cdot a_c\ [mm]$
Zaoblení dna závitu	$R_{2max}=a_c\ [mm]$
Rozteč	$P\ [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H= 1,866 \cdot P\ [mm]$
Nosná výška profilu	$H_1=0,5 \cdot P+a_c\ [mm]$
Vůle ve vrcholu závitu	$a_c\ [mm]$

Tab.5- Základní parametry lichoběžníkového rovnoramenného závitu

### 2.1.6 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný



Obr.7- Lichoběžníkový závit nerovnoramenný [11]



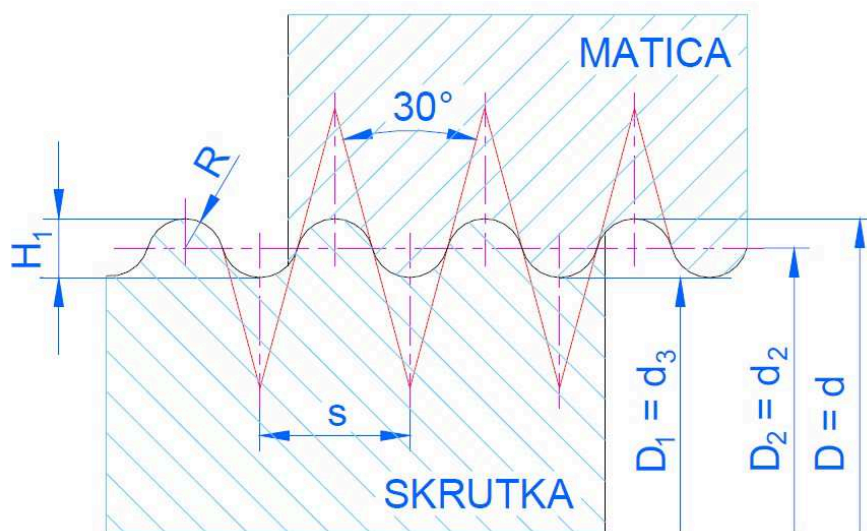
Lichoběžníkový nerovnoramenný závit se používá tam, kde osová síla v pohybovém šroubu působí jen v jednom směru. Tření v závitech je podle směru zatěžování rozdílné.

Používá se např. u šroubových automobilových zvedáků nebo pro šroubová vřetena lisů. Vrcholový úhel má  $33^\circ$  ale není symetrický k ose kolmé na osu šroubu. Tento úhel je kolem kolmé osy závitu rozdělen na  $3^\circ$  a  $30^\circ$ . Závit má označení:  $S d \times P_h$ .

Velký průměr	$d [mm]$
Zaoblení dna závitu	$R=0,12427 \cdot P [mm]$
Rozteč	$P [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H=1,5878 \cdot P [mm]$
Nosná výška profilu	$H_1=0,75 \cdot P [mm]$

Tab.6- Základní parametry nerovnoramenného lichoběžníkového závitu

### 2.1.7 Oblý závit



Obr.8- Oblý závit [11]

Oblý závit se používá nejčastěji tam, kde můžeme předpokládat větší frekvenci povolování, utahování, rázů a znečištěného, nebo prašného prostředí. Ale také tam, kde by hrozilo poškození ostrých hran jiných závitů. Např.: šroubení armatur, vagónové spojky, vřetena ventilů. Výrobně je poměrně drahý.

U oblého závitu se udávají rozměry v [mm] do průměru  $d = 200 \text{ mm}$ . Vrcholový úhel profilu je  $30^\circ$  a rozteč  $P$  se udává počtem závitů na jeden palec ["].

Velký průměr	$d [mm]$
Zaoblení závitu	$R=0,238507 \cdot P [mm]$
Rozteč	$P= 24,5/z [mm]$
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	$H= 1,866025 \cdot P [mm]$

Tab.7- Základní parametry oblého závitu

Kromě výše uvedených závitů ještě existuje řada dalších, které se používají v technice. Většinou mají velice úzký profil použití. Jedná se například o závity:

- **Pancéřový závit**- Používá se pro spojení pancéřových trubek, ve kterých jsou vedeny vodiče. Značí se:  $P d$
- **Edisonův závit**- Používá se u patič žárovek. Značí se:  $E10, E14, E27, E33, E40$
- **Pojistkový závit**- Jeto Edisonův závit velikosti  $E16$  a  $E21$ , používá se u šroubovatelných patič pojistek.
- **Závit pro ochranná skla svítidel**- Značí se:  $Sk d$
- **Závity šroubu do plechu a do dřeva**
- **Závity plastových obalů a PET lahví**

## 2.2 Výroba závitů

Výrobu závitu lze rozdělit podle různých hledisek na několik způsobů. Asi tím nejzákladnějším rozdělením je:

- **Ruční výroba**- Používá pro kusovou výrobu zámečnictví ,nebo opravárenství.
- **Strojní výroba**- Ta se převážně používá pro větší série výrobků. Je to přesnější a rychlejší metoda nežli ruční .

Dále ještě můžeme rozdělit **strojní výrobu závitu** na:

- **Výrobu třískovým obráběním**- soustružením, frézováním.
- **Výrobu objemovým tvářením** - válcováním závitu.

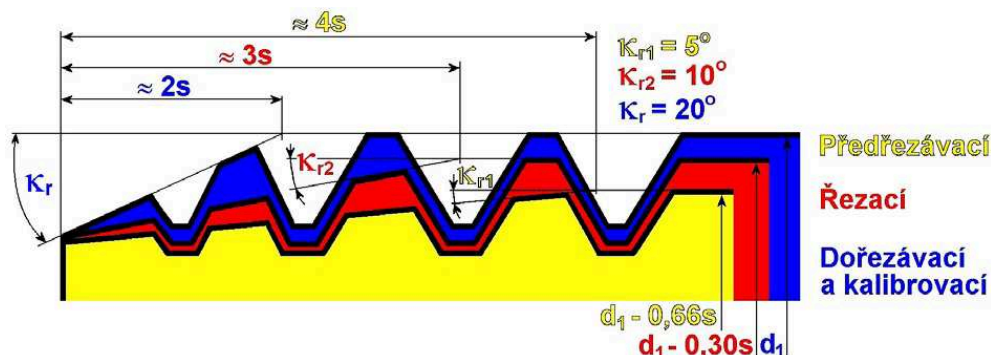
### 2.2.1 Ruční výroba závitů

Ruční výroba závitu se provádí pomocí ručních závitníků pro vnitřní závity a pro vnější závity se používají závitová očka. Očka nebo závitníky jsou pro řezání závitu uchycena do prizmatického držáku. Ruční závitníky pro vnitřní závit jednoho rozměru jsou obvykle rozděleny na tři nástroje. První z nich je předřezávací a je označený jedním proužkem na stopce nástroje. Druhý je řezací a je označen dvěma proužky na stopce a třetí závitník je kalibrovací a je bez proužku.



Obr.9- Ruční závitníky a jejich držáky

Obecně se dá říci, že ruční řezání závitu není tak přesné a rychlé jako stojní, ale pro uplatnění v oborech kdy se na přesnost a rychlost neklade takový důraz jako např. v zámečnictví, je tato metoda dostačující. Není zde potřeba speciálních strojů a je možné jej provádět prakticky kdekoli s minimálními náklady.



Obr.10- Profil ručních závitníků

### 2.2.2 Strojní výroba závitu

Strojní výroba závitu je ve strojírenské praxi rozšířenější než ruční, jelikož nabízí vyšší přesnost, větší produktivitu práce a také širší uplatnění. Jak už bylo zmíněno v předchozích kapitolách, tuto oblast strojírenství lze ještě rozdělit na výrobu závitu třískovým obráběním nebo objemovým tvářením- válcováním za studena.

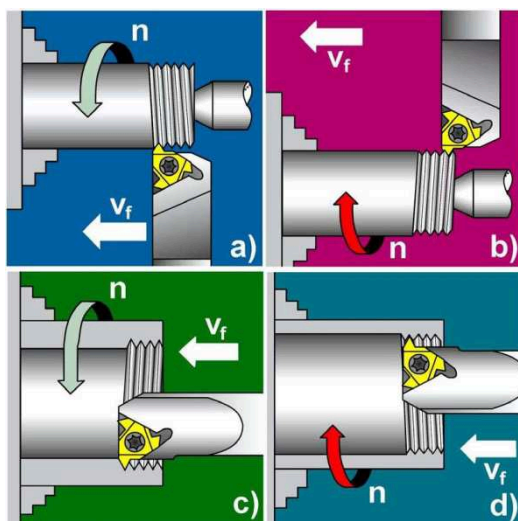
Pro první skupinu je výhodné, že jí lze provádět na většině konvenčních soustruhů a frézek od manuálních přes poloautomatické až po automatické stroje. Dále se ještě používají speciální stroje přímo určené jen pro řezání závitu. Při obrábění je posuv na otáčku roven stoupání řezaného závitu.

Jako nástroje pro řezání závitu se používají závitovací čelisti, nebo obdobné závitníky jako pro ruční řezání, které tvoří upínací stopka a řezná část s profilem závitu. Tento profil může být rovný nebo tvořit šroubovici. Existují také kombinované nástroje, kde vrták a závitník tvoří jeden nástroj.



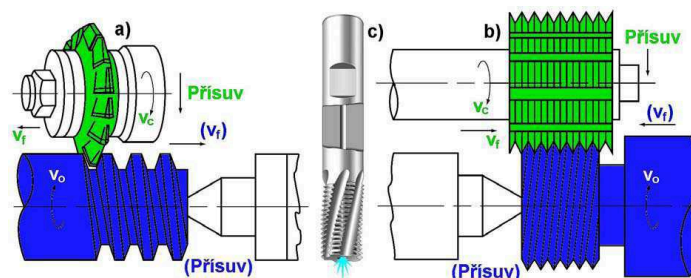
Obr.11- Závitníky

Další skupinou nástrojů jsou speciální tvarové nože nebo závitové frézy. Vyrábí se z rychlořezné oceli nebo slinutých karbidů ve formě vyměnitelných břitových destiček (SK-plátků). V dnešní době každý z výrobců řezných destiček nabízí speciální tvarové destičky pro různé typy závitů. Pomocí nožů a fréz je možné zhotovovat jak vnější tak vnitřní závit.



Obr.12- Soustružení závitů pomocí vyměnitelných tvarových destiček: a) vnější pravý závit, b) vnější levý závit, c) vnitřní pravý závit, d) vnitřní levý závit [10]

Výhodou soustružení je lepší možnost chlazení nástroje a odvodu třísek při řezání. Další z výhod při použití SK-plátků je cena, kdy u závitníku při opotřebení je zapotřebí vyměnit celý nástroj, kdežto u vyměnitelných destiček se mění jen relativně malá řezná destička v držáku.



Obr.13- Způsoby frézování závitů: a) kotoučová fréza, b) hřebenová válcová fréza, c) hřebenová válcová stopková fréza s vnitřním přívodem řezné kapaliny [10]

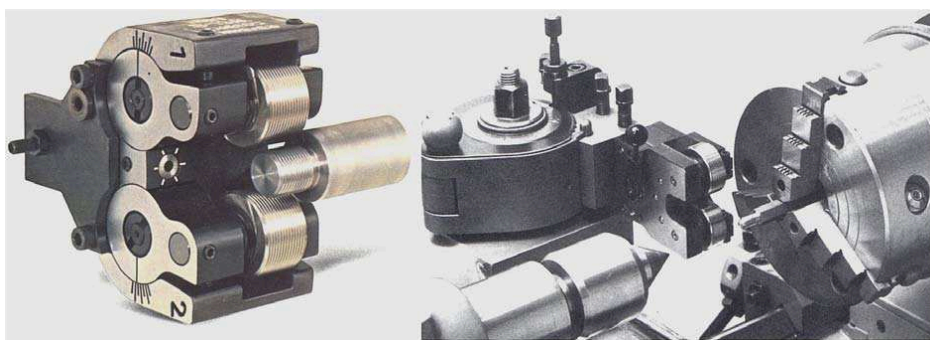


Obr.14- Stopkové závitové frézy s vyměnitelnými řeznými destičkami

Frézování závitů se používá pro delší závity jako například u pohybových šroubů s lichoběžníkovým závitem. U této operace fréza provádí planetový rotační pohyb. To znamená, že rotuje kolem své osy a zároveň obíhá kolem osy obráběného závitu a současně se relativně posouvá vzhledem k ose obrobku o jedno stoupání závitu na jednu otáčku obrobku.

Při válcování závitů dochází k nejproduktivnější výrobě, jelikož se materiál neodebírá formou třísky jako u obrábění, ale plasticky se deformuje a přetváří do tvaru požadovaného závitu. Přetvořený materiál je pevnější, jelikož u něho dochází k deformačnímu zpevnění. Vlákná materiálu nejsou přerušena jako u třískového obrábění, ale zhuštěna na sebe. Proto jsou tvářené závity schopny přenášet větší silové zatížení. Nevýhodou tvářených závitů je horší tvarová přesnost na vrcholcích a dnech závitů.

Princip válcování spočívá v tom, že se závit do obrobku vtláče pomocí svorníku, nebo kotoučových čelistí s negativním tvarem závitu. Tato metoda se používá při výrobě větších sérii běžného spojovacího materiálu.



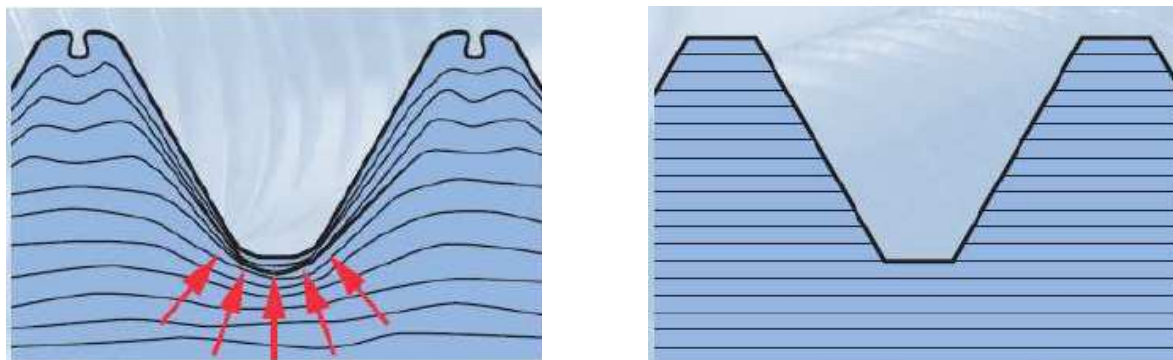
Obr.15- Válcování závitů



Protože při přetváření dochází ke zvětšení průměru výchozího polotovaru, musí mít polotovar menší průměr než je jmenovitá hodnota největšího průměru válcovaného závitu. Návrh vnějšího průměru polotovaru ( nebo předvrtané díry) pro válcování závitu má zásadní vliv na jakost závitu, jeho úchytky, drsnost povrchu, ale také na trvanlivost nástroje.



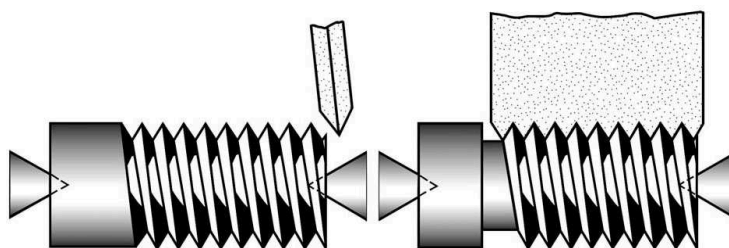
Obr.16- Struktura tvářeného (vlevo) a řezaného (vpravo) závitu.[10]



Obr.17- Vlákná tvářeného (vlevo) a řezaného (vpravo) závitu. [10]

### 2.3 Broušení závitů

Broušení závitů je dokončovací operace, při které se zvyšuje jakost závitů. Používá se pro přesné vodící šrouby a tam kde je zvýšený požadavek na přesnost šroubu např. u šroubu různých měřidel. K broušení vnějších závitů se používají speciální závitové brusky s jedno profilovým nebo hřebenovým kotoučem. Brousit lze jak vnitřní tak i vnější závity.



Obr.18- Princip broušení závitů. [10]

## 2.4 Měření závitů

Pro měření závitů se nejčastěji používají závitové měrky pro vnější závity, nebo přesné závitové kalibry. Závitové měrky slouží pouze pro orientační měření vnějších profilů závitu. Dále se také používají drátky, které se vkládají mezi závity a mikrometrem se měří průměr. Další možností je použití mikrometrů se speciálními hroty. Nevýhodou dílenských kalibrů je, že nezjistí který konkrétní rozměr na závitu je špatný. Kalibry mají dobrou a špatnou stranu (zmetková strana-červená).



Obr.19- Závitové kalibry, vlevo pro vnitřní závity vpravo pro vnější závity



Obr.20- Závitové měrky

Na obr.21 jsou zobrazeny dílenské závitové měrky. Princip měření je takový, že vybereme podle měřeného závitu příslušnou měrku, přiložíme ji na závit a pohledem proti světlu kontrolujeme průsvit mezi měrkou a závitem. Pokud měrka přesně dosedá závit je v pořádku.

Obr.20 znázorňuje dílenské kalibry pro vnější a vnitřní závity. Pro dílenské kalibry platí, že červená strana by neměla jít do závitu zašroubovat. Pokud červenou stranu kalibru zašroubojeme do závitu, jedná se o závit zmetkový. Pro dobrou stranu kalibru platí, že naopak musí jít volně našroubovat do závitu. Pokud to nejde, jde o závit zmetkový.

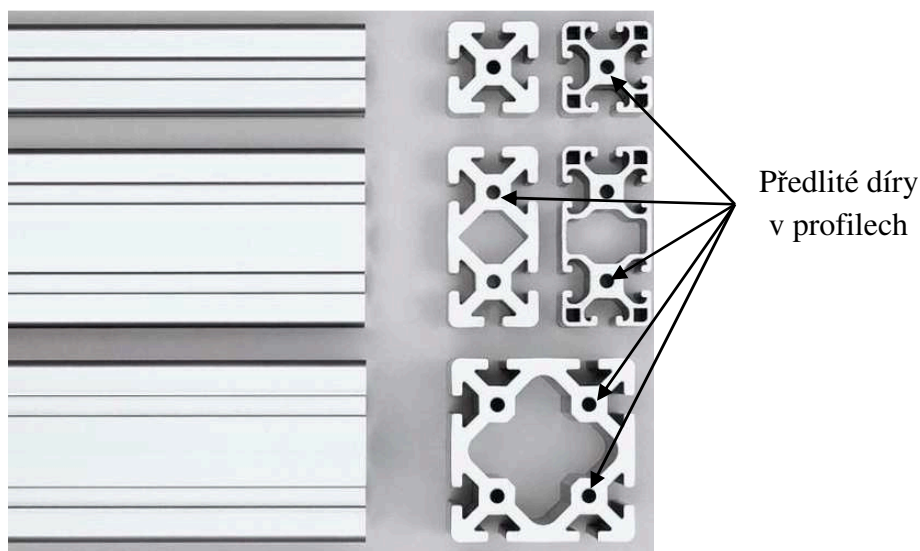
### 3. Popis stávajícího stavu

Stávající zařízení se nachází ve firmě Haberkorn Ulmer v Mokřých Lazcích nedaleko Ostravy. Firma se zabývá především distribucí stavebnicových komponentů ITEM, dopravníkovými systémy a dalšími strojními díly pro výrobu strojů.



*Obr.21- Sídlo firmy v Mokřých Lazcích*

Do firmy jsou dodávány hliníkové profily různých velikostí v délce šesti metrů, které se zde zkracují na požadovanou délku. Samotný závitorez slouží pro řezání závitů do předlité díry v hliníkovém profilu. Pro každou řadu profilů je přiřazena jedna velikost a hloubka závitů.



*Obr.22- Profily ITEM s přelitou dírou*



**Popis funkce závitořezu:**

- Obsluha položí na pracovní plochu stolu jeden nebo více profilů ITEM stejné rozměrové řady a zároveň je ručně na dorazy (čelo a bok).
- Stiskem tlačítka dojde k zajištění profilu pneumatickým válcem.
- Ovladačem 1. Zvolí velikostní řadu profilu 5,6,8,10 a 12, čímž se automaticky nastaví:
  - a) velikost posuvu (rozteče) v ose X a Y na 20,30,40,50 nebo 60 mm.
  - b) výchozí poloha závitníku
- Ovladačem 2. zvolí počet závitů zhotovených v ose X.
- Ovladačem 3. zvolí počet závitů zhotovených v ose Y.
- Stiskne tlačítko START, čímž spustí proces řezání závitů. Po dokončení všech závitů se vrátí do výchozí polohy a dojde k automatickému uvolnění pneumatického válce.



Obr.23- Ovládací panel obsluhy

Otáčky a posuv závitníku jsou dány převodovou skříní. Pro změnu posuvu při změně velikosti závitníku je potřeba vylít olej z převodové skříně, vyměnit ozubená kola, která dají požadovaný posuv závitníku a opět nalít olej do převodové skříně. Tato činnost je velice zdoluhavá a proto jsou jiné velikosti závitů, které nejsou tak časté, řezány ručními závitníky.

Další nevýhodou je, že stroj není schopný vyřezat najednou závity u profilů, kde jsou dvě řady děr nad sebou (obr.25) na jedno upnutí. V tomto případě obsluha postupuje tak, že nechá vyřezat spodní řadu závitů, poté uvolní profil a otočí jej o 180°. Opět upne a spustí stejný program znovu. Tento problém prodlužuje výrobní časy a tím i klesá produktivita

Původní závitovací stroj (obr.24) byl zhotoven v roce 1999. V současné době vznikla potřeba stroje nového, který by lépe plnil funkci a také rychleji řezal závity do profilů.

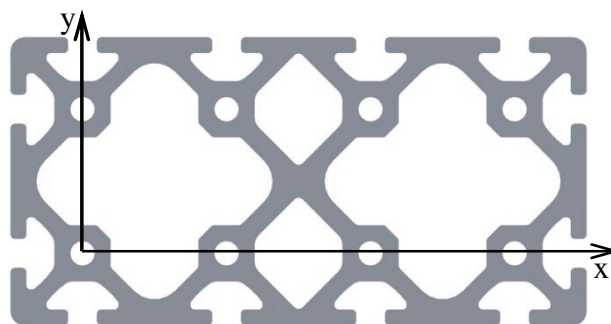


Obr.24- Stávající závitořez

Pro polohování ose X je použit krokový motor firmy Microcon. Jako pohon vřetene je použit asynchronní elektromotor 3AP 90 S-6 o výkonu 0,75 kW. Tento motor pohání závitovací jednotku ZJ 16-100. Ta má v sobě převod, který určuje posuv na otáčku. Proto stačí jeden pohon jak pro otáčky, tak pro posuv.

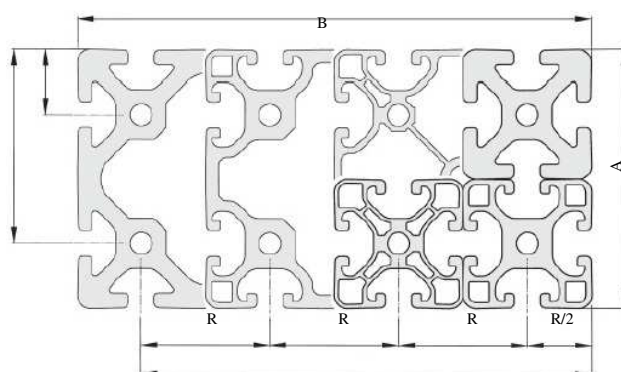
Stroj je řízen PLC Siemens S7-200. Na obr.26 je pohled do rozvaděče stroje na jeho elektrické vybavení.

Pro návrh a popis stroje jsem si určil souřadný systém podle obr.25. Osa Z směřuje do díry v profilu.



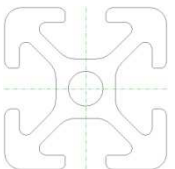
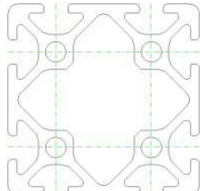
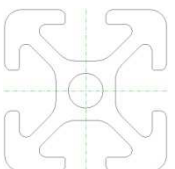
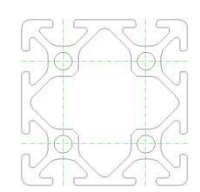
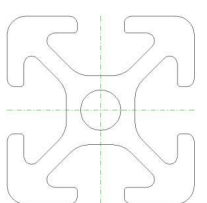
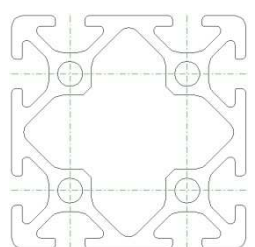
Obr.25- Elektrické vybavení stroje a zvolený souřadný systém



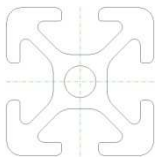
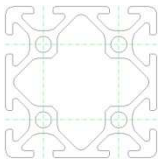
#### 4. Požadavkový list



Obr.26- Rozteče profilů ITEM

- Tvorba závitů do předlité díry v profilu. Velikost závitů a rozměry profilů jsou uvedeny v tabulce.

Řada profilu 5- závit M5x12		Rozteč 20	
	20x20		40x40
	20x40		40x60
	20x60		
	20x80		
Řada profilu 6- závit M6x15		Rozteč 30	
	30x30		60x60
	30x60		60x120
	30x120		
Řada profilů 8- závit M8x16		Rozteč 40	
	40x40		80x80
	40x80		80x120
	40x120		80x160
	40x160		80x200
	40x200		120x120
	40x240		

Řada závitů 10- závit M10x22		Rozteč 50	
	50x50		100x100
	50x100		100x200
Řada profilů 12- závit M12x30		Rozteč 60	
	60x60		120x120
	60x120		120x240
	60x240		

Tab.8- Přehled velikostí profilů a závitů

- Použité energie pro pohony polohování- elektřina (pro další periferie je možné i vzduch).
- Automatické řízení, možnost manuálního polohování (skrze řídicí systém).
- Při stavbě stroje přednostně využívat součástí stavebnicového systému ITEM
- Předpokládaná cena stroje do 450 000,- Kč
- Maximální rozměry stroje 3500x1700x1700. Vhodně zvolit vzhledem k ergonomii výšku pracovního stolu pro delší práci.
- Automatická nebo ruční výměna nástrojů
- Odvod třísek do bedny(marska)

## 5. Návrh variant řešení

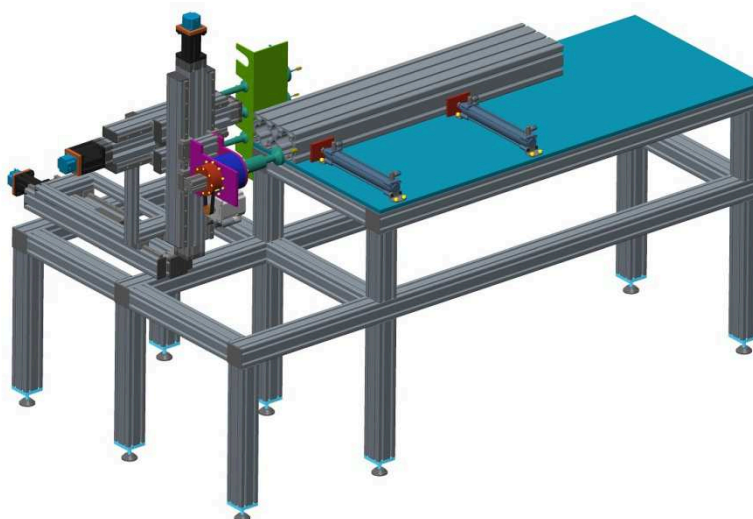
Na základě požadavkového listu byly vypracovány tři varianty řešení. Každá z variant využívá pro řezání závitů a držení závitníku závitořeznou hlavu ZHB 31. Tento nástroj umožňuje axiální posuv závitníku v držáku o  $\pm 10$  mm. Touto vůlí se může kompenzovat nepřesnost polohování např. když posuv v ose z neodpovídá stoupání závitu na otáčku. Při nepřesnosti se pružiny v nástroji stlačí a vykompenzují nepřesnost.



Obr.27- Závítovací hlavy Narex

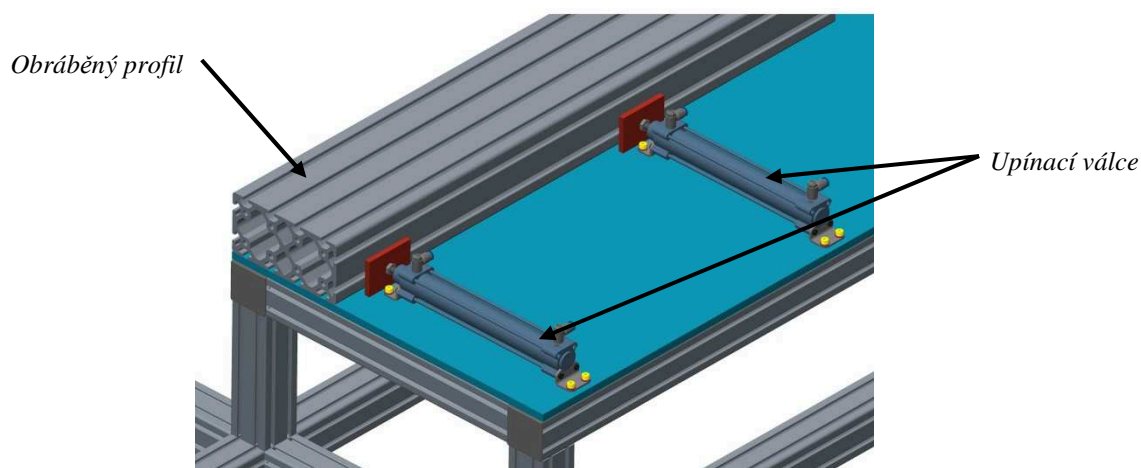
### 5.1 Varianta A

Varianta A se skládá z rámu-pracovní stůl, na který je připevněn systém polohování vřetene. Stůl je složen ze stavebnicových profilů ITEM 8 80x80. Na jeho horní části je pracovní deska, na kterou se pokládají opracovávané profily.



Obr.28- Varianta A

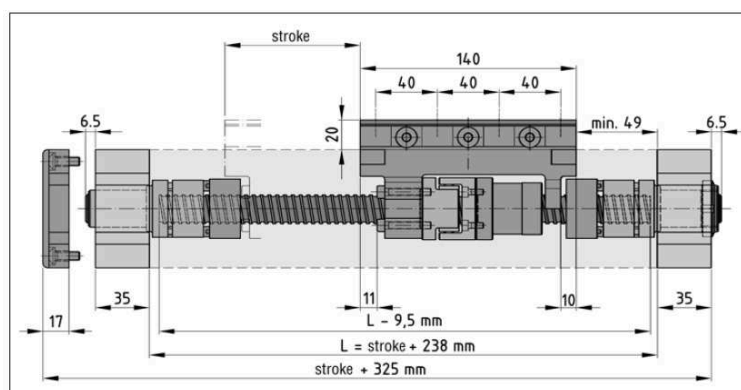




Obr.29- Upínání profilu

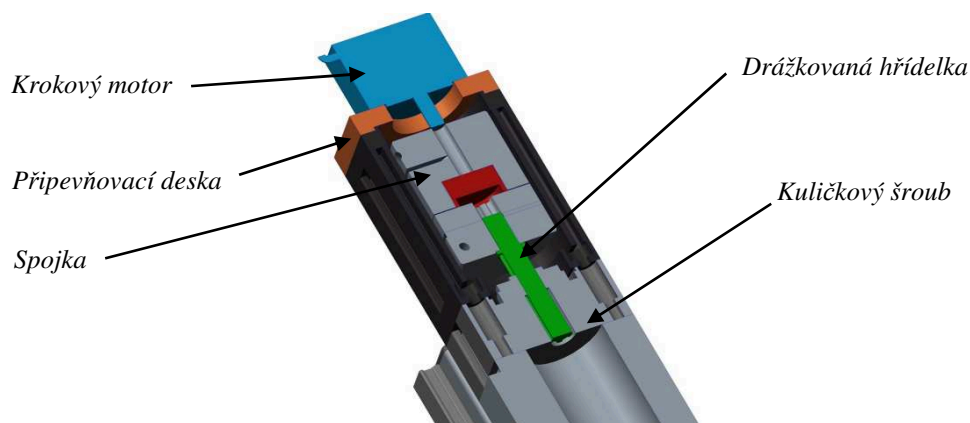
Na pracovní desce (obr.29) jsou připevněny dva pneumatické válce, které proti pevnému dorazu pevně upnou profil pro řezání závitu.

Systém polohování vřetene je složen ze tří os. Každá osa se skládá z profilu, ve kterém je uložen kuličkový šroub s ložisky a unašeč (obr.30).



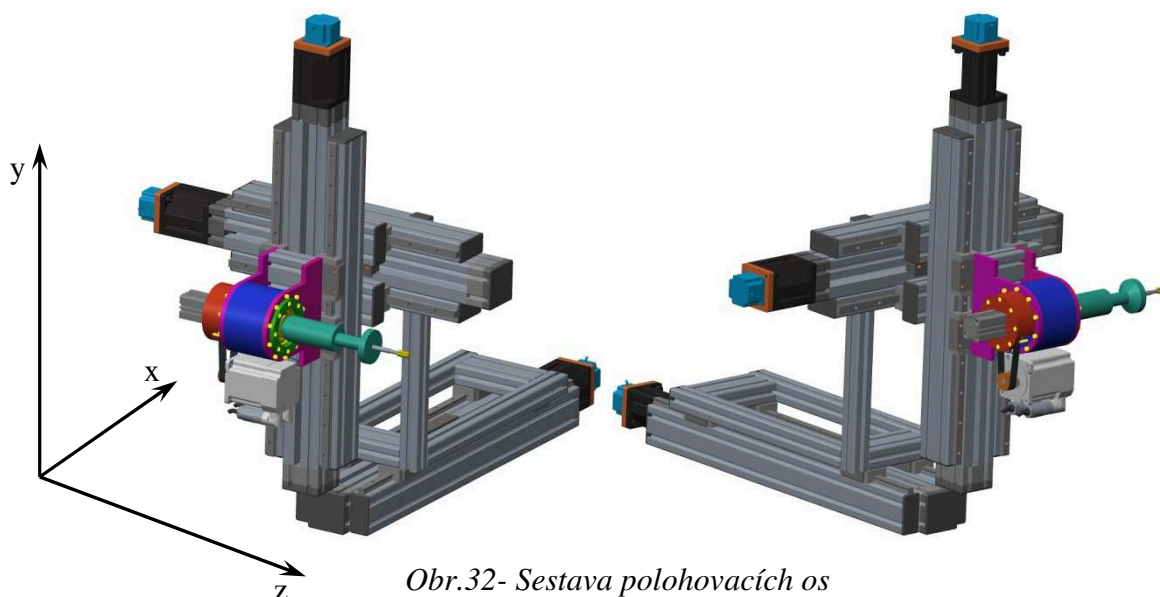
Obr.30- Kuličkový šroub ITEM [14]

Na konec tohoto profilu se připevní domek pro spojku, který zároveň slouží jako nosný rám pro krokový motor. Krouťací moment se přenáší od krokového motoru přes spojku a dále přes drážkovanou hřídelku až ke kuličkovému šroubu.

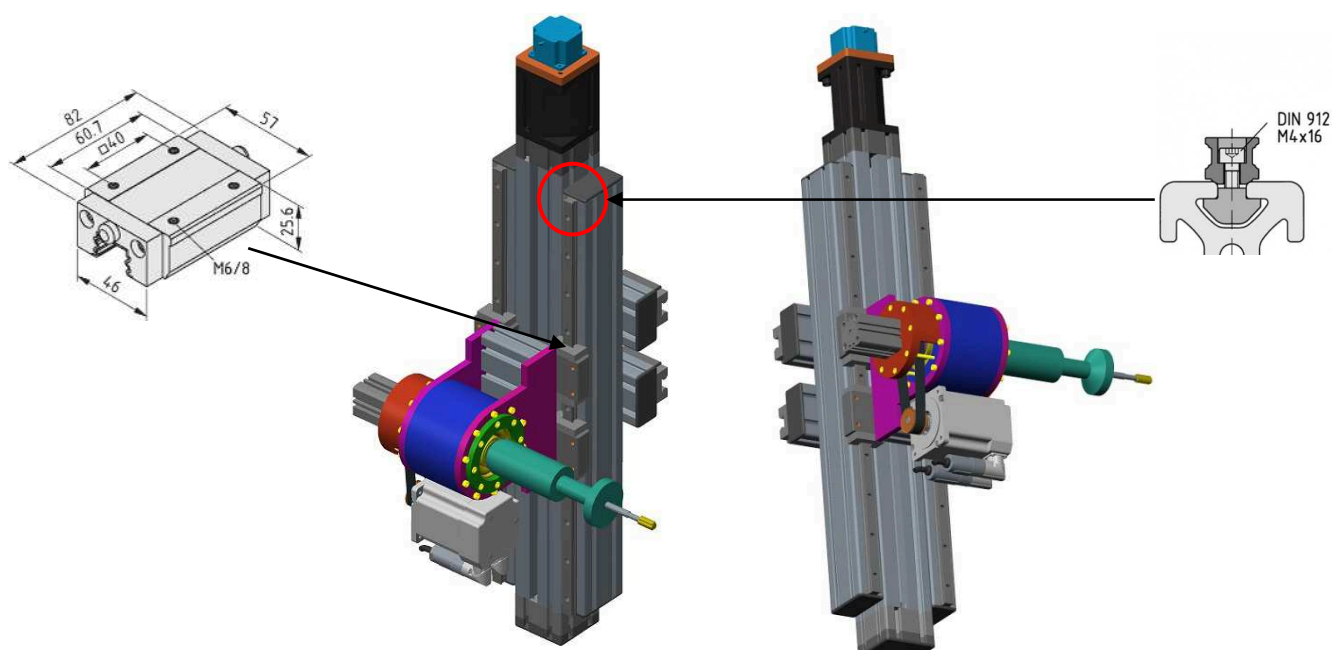


Obr.31-Řez kuličkovým šroubem ITEM

Na tento profil jsou z boku připevněny dva profily ITEM 8 80x40. Tyto profily slouží k připevnění kolejnic, po kterých se budou posouvat kuličkové vozíky. Obdobně jsou navrženy všechny tři osy.

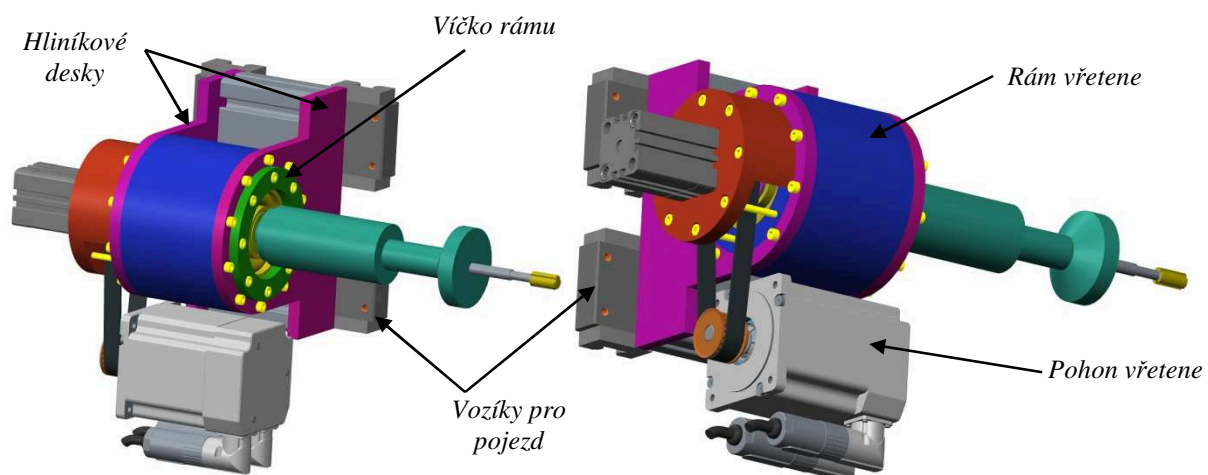


Obr.32- Sestava polohovacích os

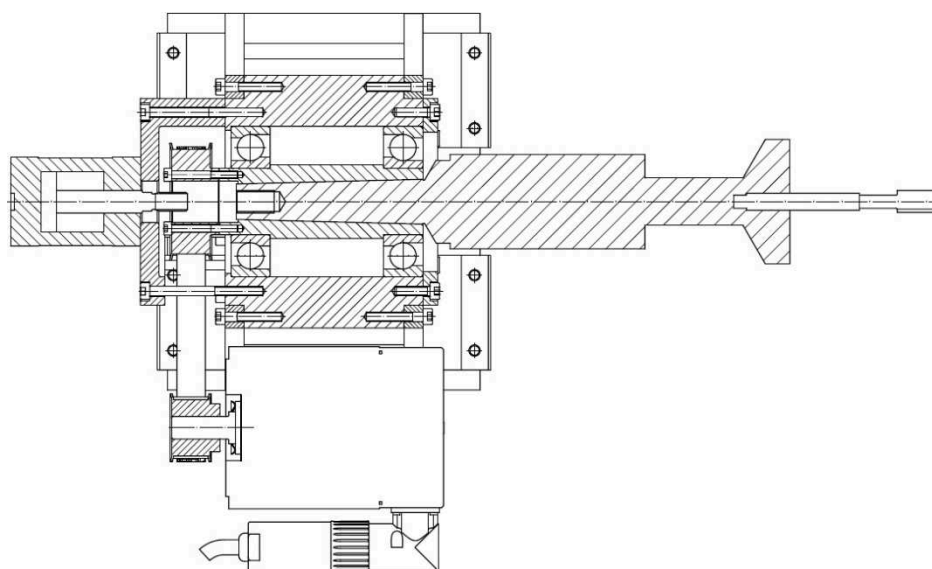


Obr.33- Posuv vřetene v ose y

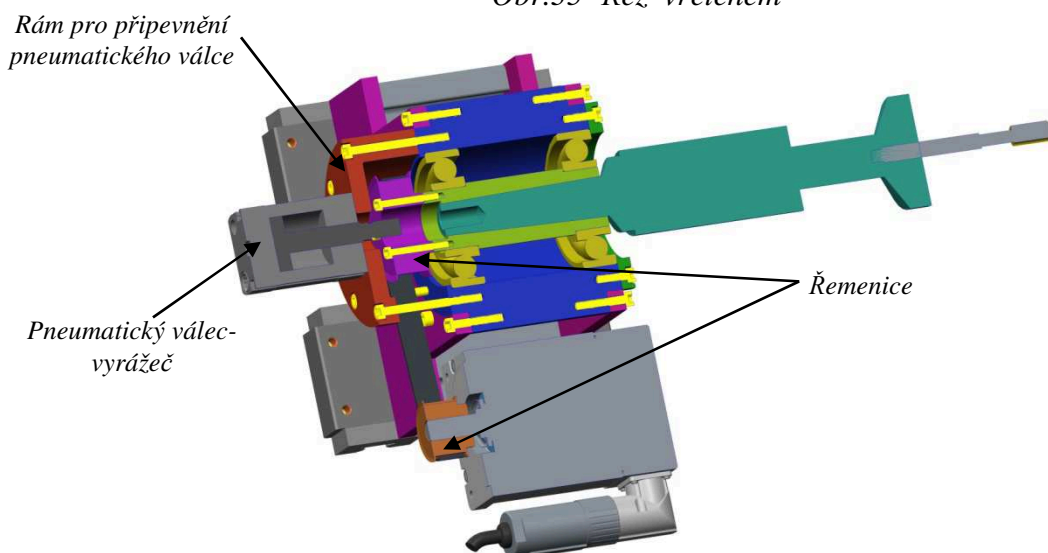
Samotné vřeteno se skládá z držáku závitníku ZHB 31, který je vložen do dutiny s vnitřním Morse kuželem. Dutina je uložena ve dvou ložiscích s kosoúhlým stykem (obr.35, obr.36) a ta jsou uložena v rámu vřetene. Proti vysunutí jsou ložiska pojištěna z jedné strany rámu osazením a z druhé víčkem přišroubovaným na čelo rámu. Na hřídeli je pak osazení pro ložiska. Z každé strany rámu je pak osazení, na které se šroubují dvě hliníkové desky. Tyto desky jsou spolu spojeny hliníkovým profilem ITEM 8 160x40 a na tomto profilu jsou pak dále připevněny kuličkové vozíky ITEM.



Obr.34- Vřeteno



Obr.35- Řez vřetenem



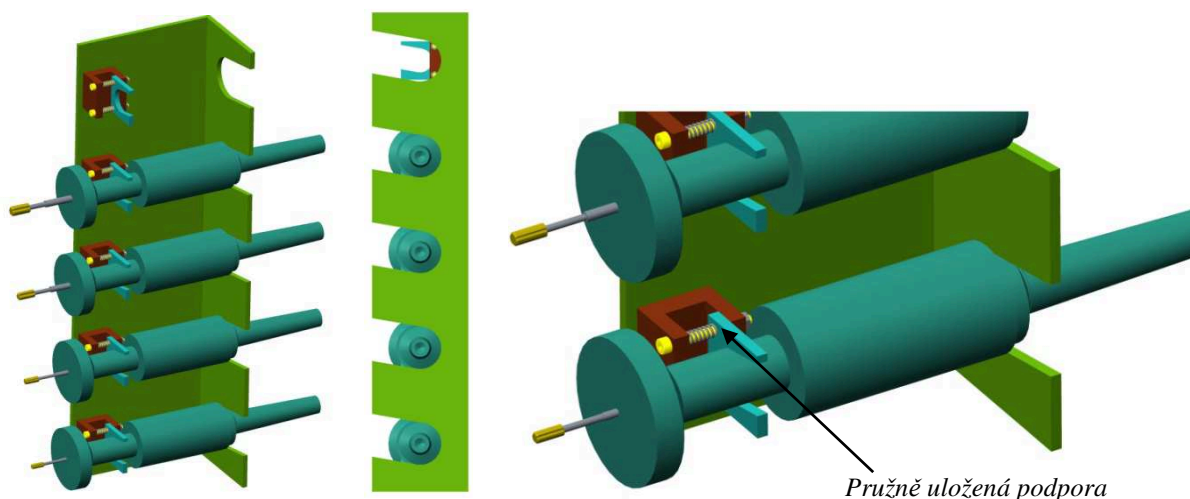
Obr.36- Řez vřetenem

Na zadní straně rámu je připevněn pomocný rám (obr.36) který slouží pro připevnění pneumatického válce, který má funkci vyrážecího držáku ZHB z Morse dutiny.



Na zadní čelo Morse dutiny je pomocí šroubů připevněna ozubená řemenice (obr.36), která přenáší kroutící moment od motoru přes řemenový převod na Morse dutinu a dále třecím stykem na držák ZHB.

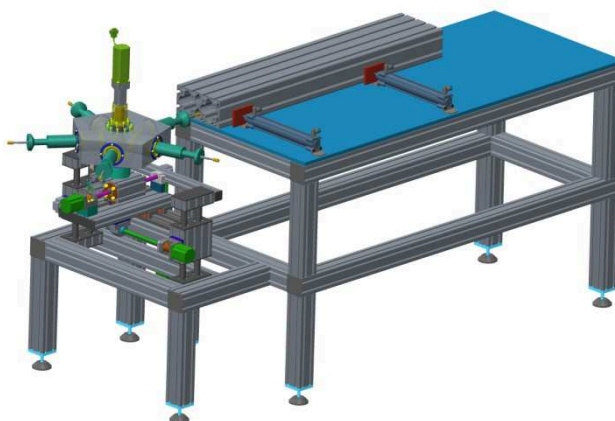
Výměna nástrojů je zajištěna tak, že na rámu stroje je připevněn zásobník s držáky závitníků ZHB. Při potřebě výměny nástroje se pomocí polohování vřetene dojde na odkládací lože, poté pneumatický válec vyrazí z Morse dutiny držák ZHB. Vřeteno se posune zpět v ose Z, najede před držák s požadovaným závitníkem. Pomocí posuvu se v ose Z natlačí vřeteno na nástroj a tím se pevně upne. Poté vřeteno vyjede od zásobníku do pracovní polohy.



Obr.37- Zásobník nástrojů

Zásobník je konstruován tak, že pomocí gravitace jsou držáky vystředěny do přesné polohy pro výměnu (obr.37). Aby při výměně držáku nebylo vřeteno tlačeno proti pevné překážce a nehrozilo tak přeskočení kroku u motoru, který pohání lineární osu, je opora přední části držáku uložena pružně na vinutých pružinách. Tímto způsobem lze také přesně určit sílu dotlačení držáku do Morse dutiny podle velikosti stlačení pružiny.

## 5.2 Varianta B



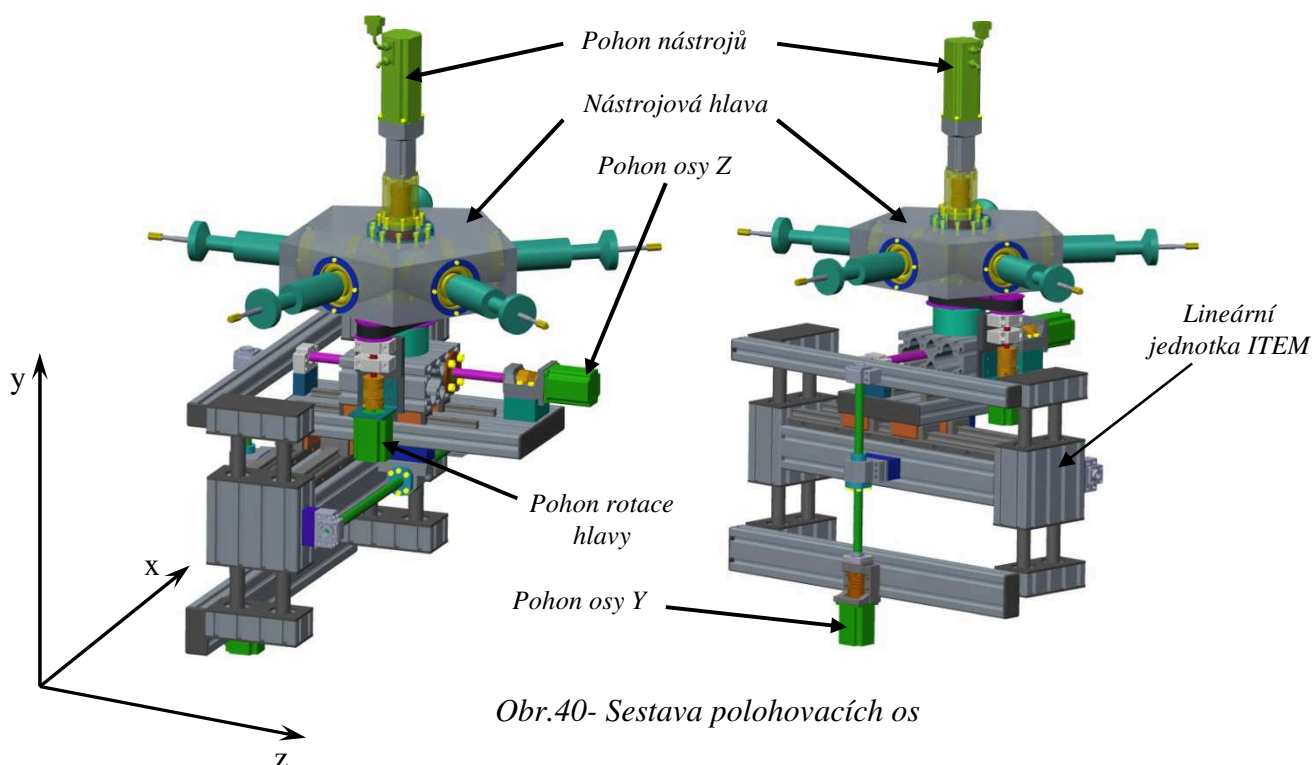
Obr.38- Varianta B

Varianta B se opět skládá z rámu tvořeným profily ITEM 8 80x80. Na horní části rámu je pracovní deska, na kterou se pokládají opracovávané profily. Upnutí opracovávaných profilů zajišťuje dvojice pneumatických válců, které dotlačí profil na pevný doraz a tím zajistí pevné upnutí.



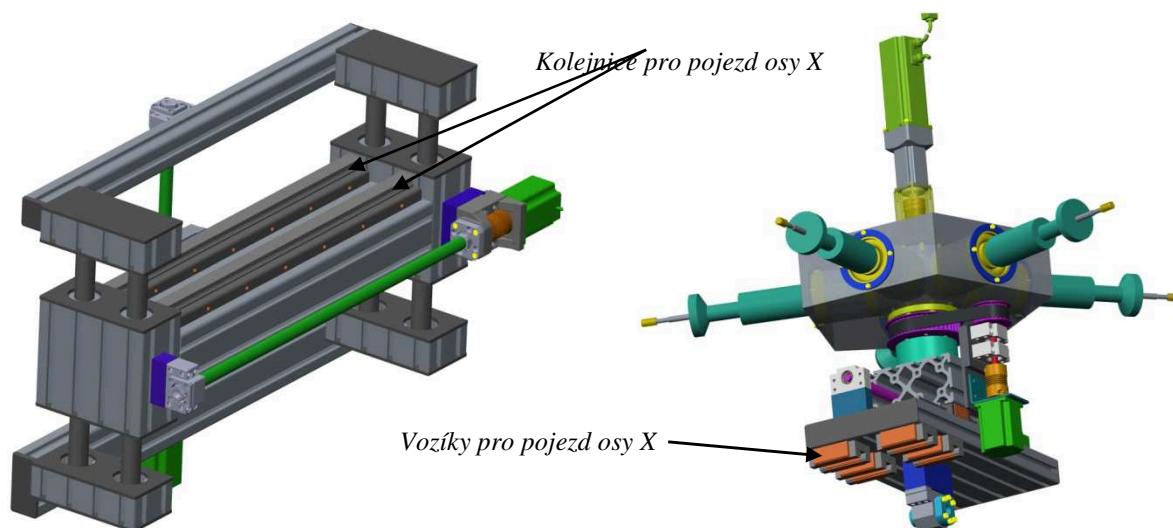
Obr.39- Rám s pracovní deskou

Na rám je připevněn systém polohování vřetene (obr.40). V tomto případě je pro osu Y použita dvojice lineárních jednotek ITEM. Tuto jednotku tvoří pevná a pohyblivá část. Pevná část se skládá z dvou kusů z profilu ITEM 8 160x80, do kterých jsou vložena pouzdra a do těchto pouzder jsou vloženy broušené tyče. Po páru broušených tyčí se pohybuje pohyblivá část jednotky tvořena profilem ITEM 8 160x80, do kterého jsou vloženy kuličkové jednotky. Obě jednotky jsou umístěny vedle sebe a spojeny profilem ITEM 160x80. Takto je vytvořena nosná část pro další lineární osu X.



Obr.40- Sestava polohovacích os

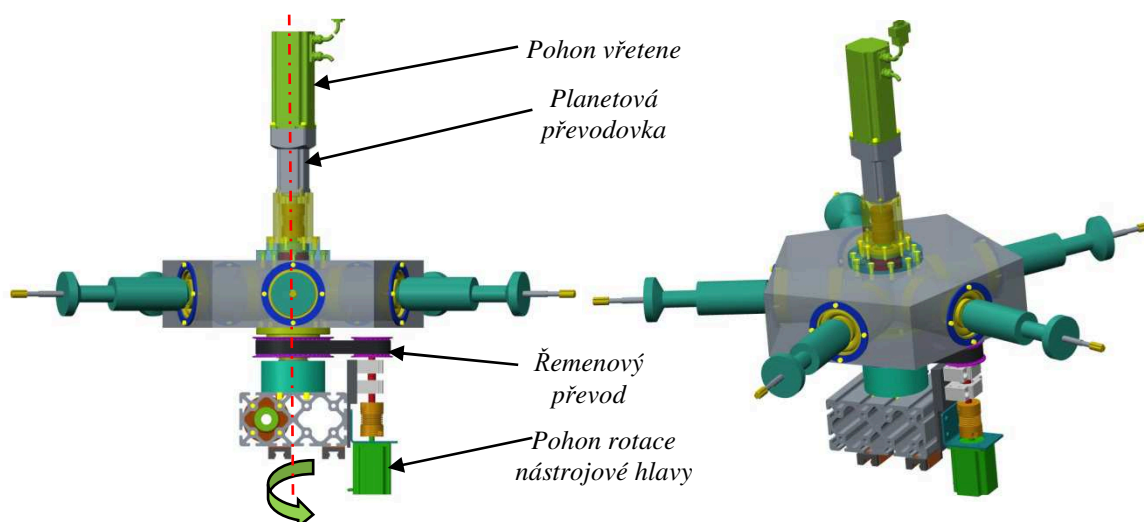
Osu X tvoří pojezd, který se pohybuje po kolejnicích připevněných na spojovacím profilu (obr.41), spojujícím obě lineární jednotky osy Y. Po těchto kolejnicích se pohybují kuličkové vozíky, které jsou připevněny k profilu ITEM 8 200x40 (obr.41). Z druhé strany profilu jsou přišroubovány kolejnice, na kterých se pohybují kuličkové vozíky poslední osy Z.



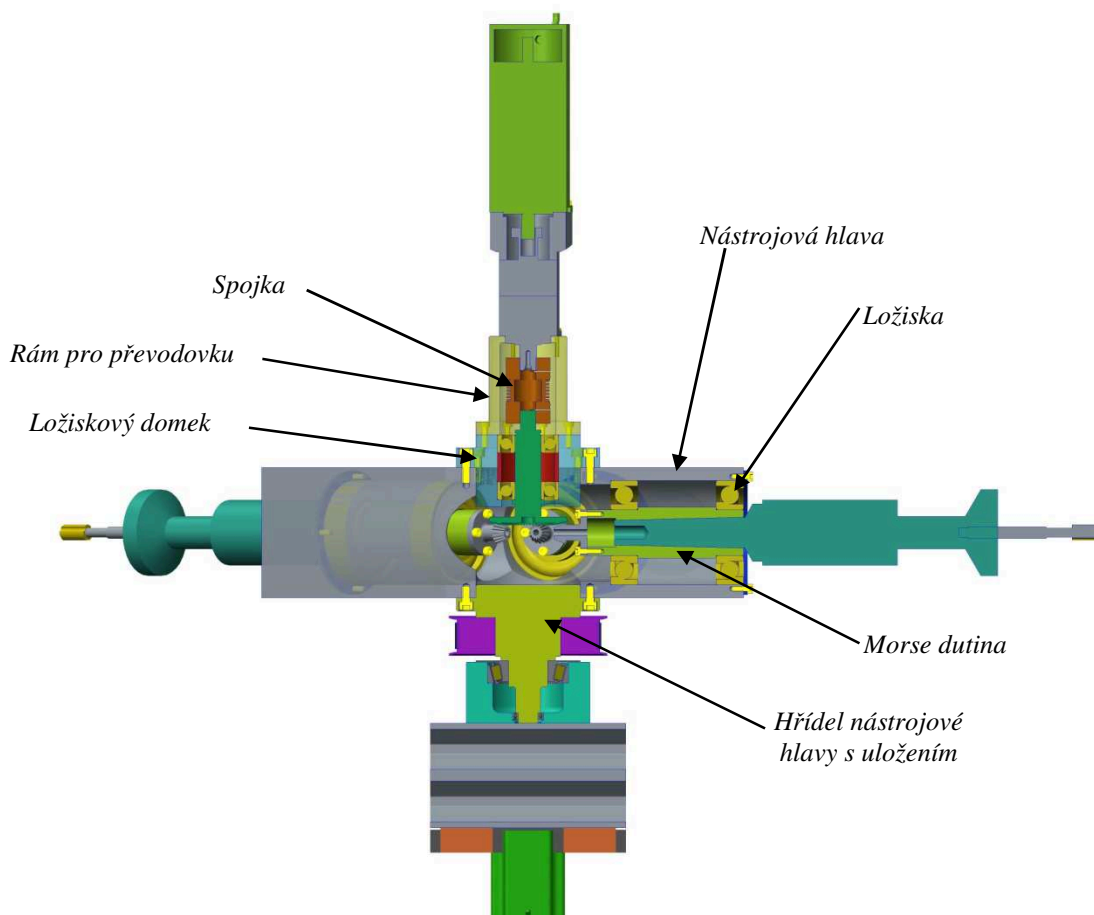
Obr.41- Polohovací osy

U všech os jsou použity kuličkové šrouby firmy HIWIN, které jsou poháněny krokovými motory. Toto řešení má výhodu oproti předchozí variantě v tom, že odpadá profil ITEM 8 80x80, ve kterém byl uložen kuličkový šroub. To má za následek nižší hmotnost a menší zástavbové rozměry. Navíc kuličkový šroub ITEM má pouze jednu velikost průměru a na výběr jsou jen dvě velikosti stoupání závitu šroubu. Firma HIWIN nabízí podstatně širší sortiment šroubů, ať už se jedná o velikosti, nebo o stoupání závitu těchto šroubů.

Výměna nástroje je u této varianty zajištěna pomocí otočné nástrojové hlavy, ve které je uloženo všech pět držáků ZHB.

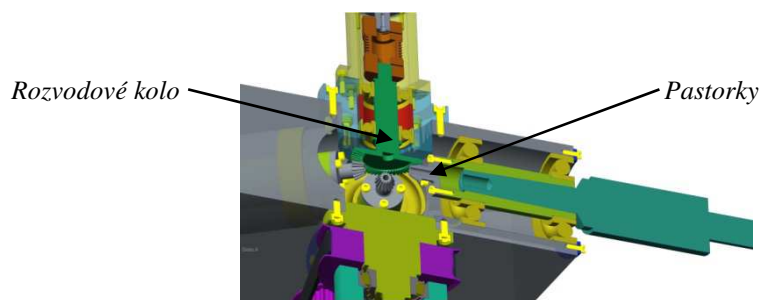


Obr.42- Nástrojová hlava



Obr.43- Řez nástrojovou hlavou a jejím uložením

Držák ZHB je uložen do Morse dutiny a na ni jsou nalisována ložiska. Morse dutina i s ložisky je vsazena do nástrojové hlavy a pojištěna víčkem proti vysunutí. Na zadním čele každé Morse dutiny je přišroubován pastorek. Pohon nástrojů zajišťuje elektrický motor, který přes planetovou převodovku, spojku a ozubené rozvodové kolo (obr.43) pohání pastorky a tím i všechny nástroje najednou. Nástrojová hlava je ve své spodní části připevněna k hřídeli, na níž je upevněna řemenice a uložena v kuželíkovém ložisku. Hřídel je vložena do rámu a ten je připevněn k profilu ITEM 8 160x80, se kterým se pohybuje v ose Z. Skrz profil vede kuličkový šroub a přes matici připojenou k tomuto profilu je otáčivý pohyb šroubu převáděn na posuvný pohyb v ose Z. Natáčení nástrojové hlavy obstarává přes řemenový převod krokový motor.



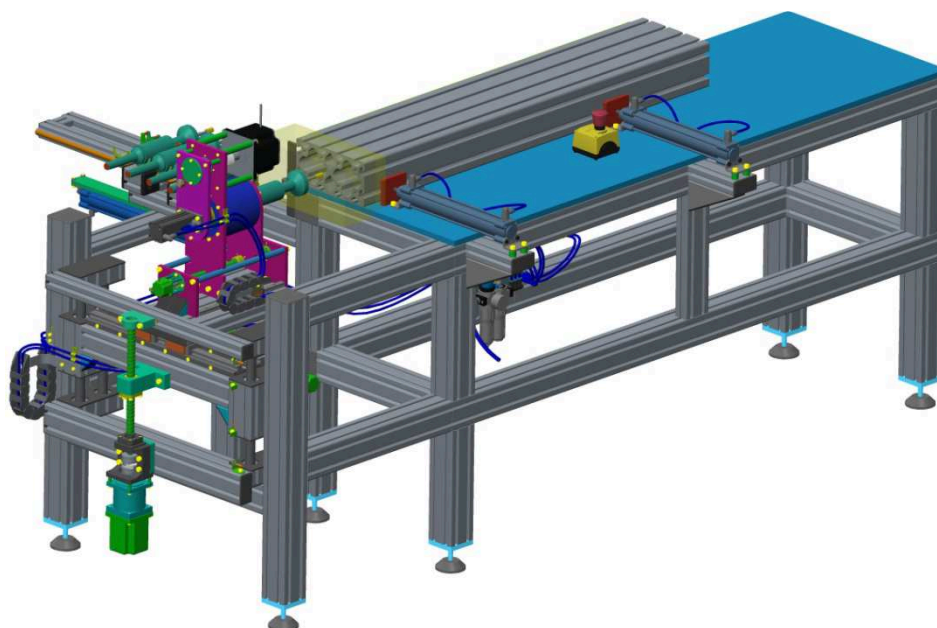
Obr.44- Pohled na rozvodové kolo a pastorky



Výhodou výše zmíněné varianty je fakt, že odpadá použití zásobníku nástrojů. Nevýhody jsou vyšší nároky na pohon vřetene vlivem toho, že motor musí pohánět všechny nástroje najednou. Dále tím, že polohujeme všemi nástroji najednou, narostla hmotnost samotného vřetene a to má za následek také vyšší potřebný moment motorů pro polohování všech os. Dalším negativem je větší pracovní prostor a nutnost použít jeden pohon navíc pro natáčení nástrojové hlavy.

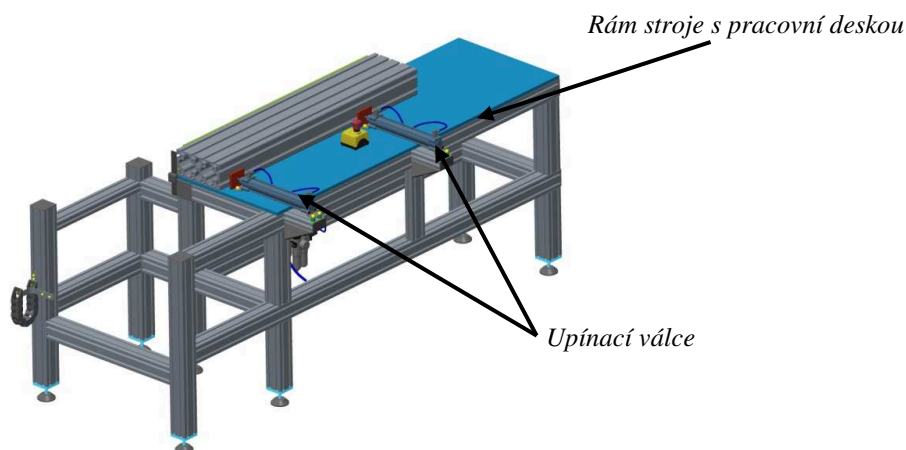
### 5.3 Varianta C

Jako u ostatních variant je i u této použitý stejný rám z profilů ITEM, na kterém leží pracovní deska a na ní pneumatické pístnice, které proti pevnému dorazu upínají opracovávané profily.



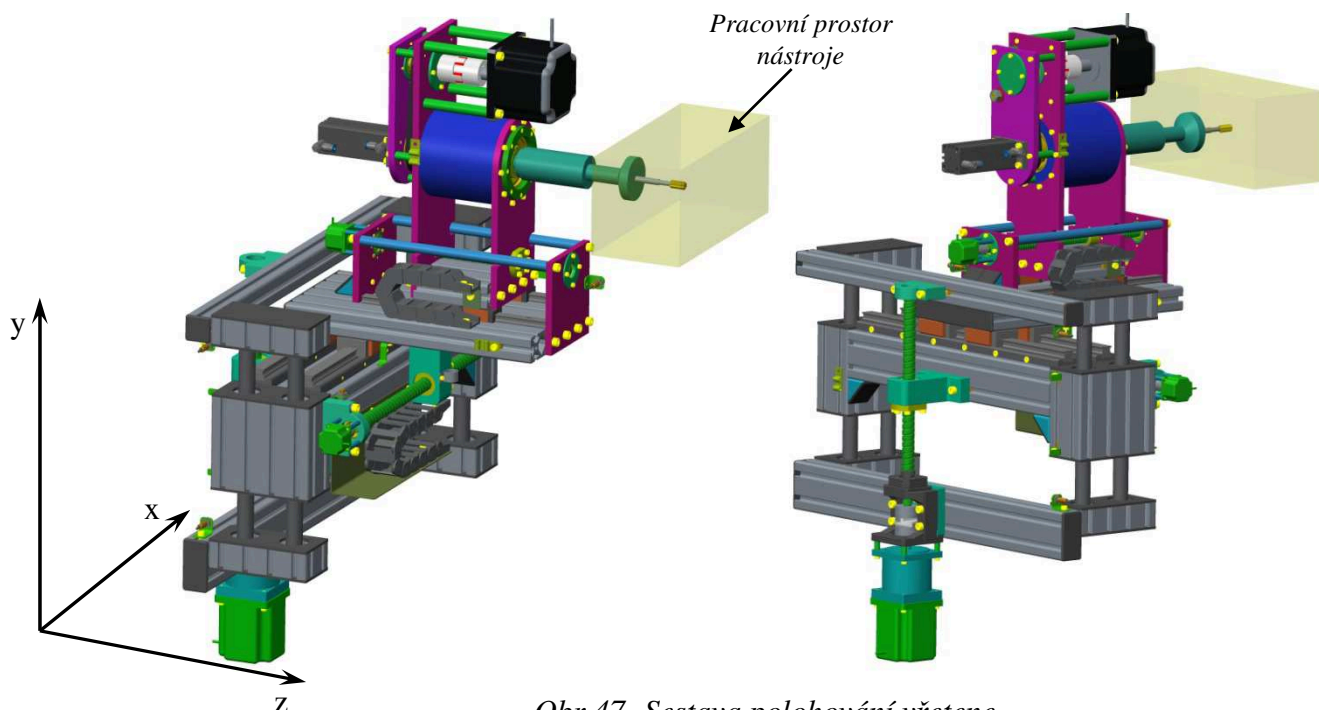
Obr.45- Varianta C

Tato varianta kombinuje princip výměny nástrojů z varianty A a polohování os Z. varianty B.



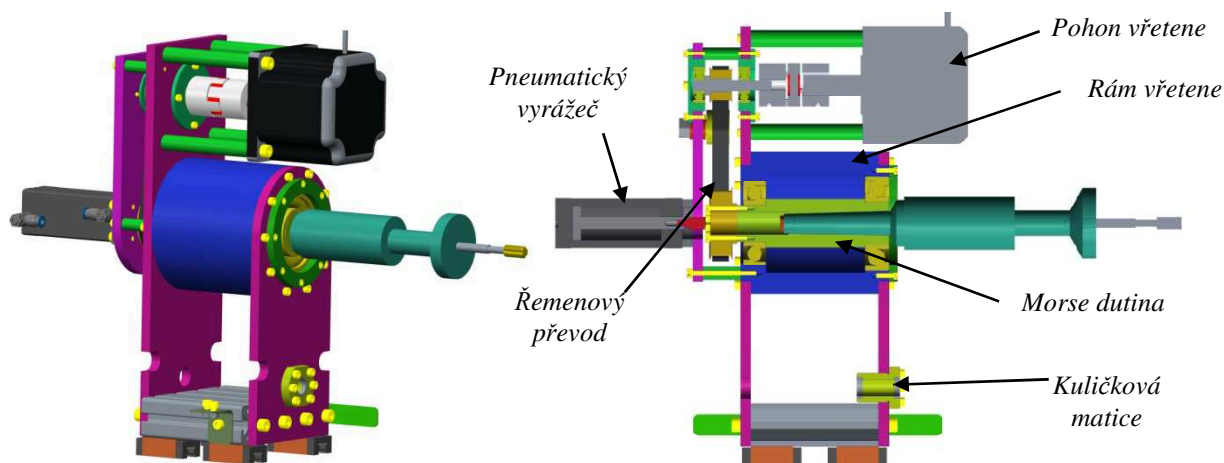
Obr.46- Rám stroje

Polohování v ose Y je řešeno obdobně jako u varianty B pomocí dvou lineárních jednotek ITEM. Obdobné řešení jako u předchozí varianty je použito i pro osu X, kdy se po kolejnicích pohybují kuličkové vozíky, které jsou připevněny na profilu ITEM 8 40x200. Na horní části tohoto profilu jsou umístěny kolejnice, po kterých se pohybují vozíky poslední osy Z (obr.47).



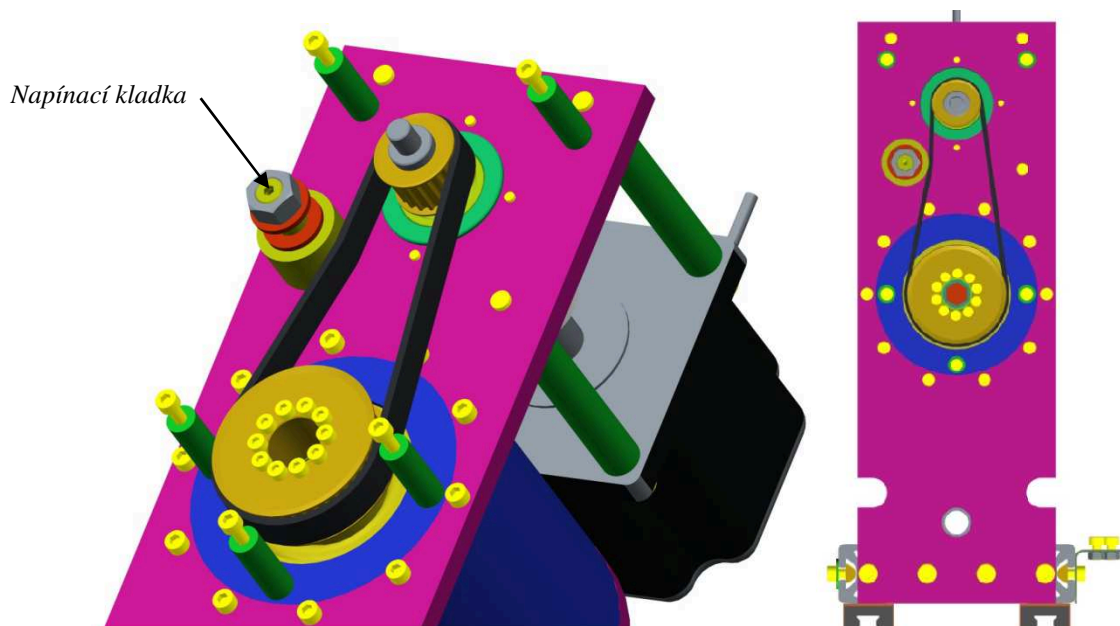
Obr.47- Sestava polohování vřetene

Všechny osy jsou rovněž poháněny kuličkovými šrouby HIWIN. Díky této volbě namísto šroubu ITEM, bylo možné snížit hmotnost mechanismu. Nicméně i tato volba má své úskalí v tom, že nemohly být použity ložiskové domky a uložení matic HIWIN kvůli rozdílných připojovacích roztečích děr a osovým výškám, které nejsou shodné se systémem ITEM. Proto bylo zapotřebí navrhnout vlastní ložiskové domky, uložení kuličkových matic a podložek pod držáky krokových motorů pohánějících tyto osy.



Obr.48- Konstrukce vřetene

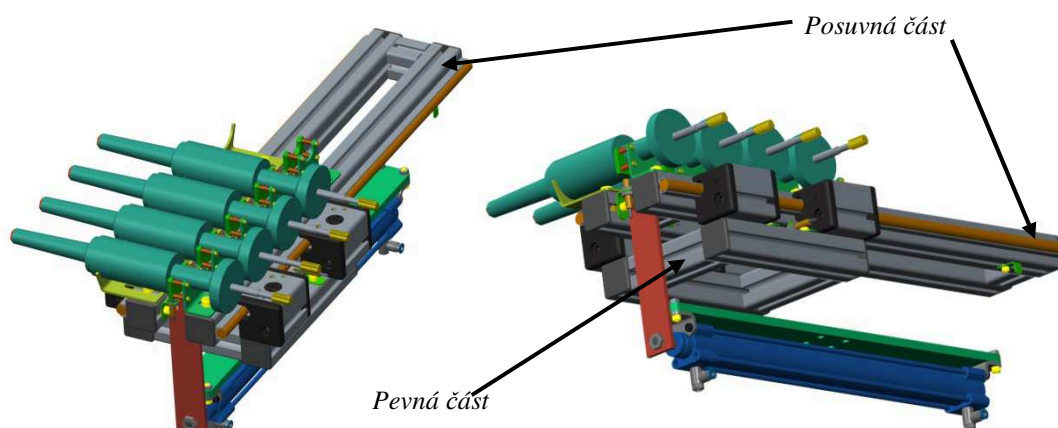
Vřeteno je tvořeno rámem, do kterého se vkládá Morse dutina opatřena ložisky s kosoúhlým stykem. Ložiska jsou na rámu pojištěny proti vysunutí víkem a na dutině osazením. Do Morse dutiny se vkládá držák závitníku ZHB. Z obou stran rámu jsou k němu připevněny hliníkové desky. Ty jsou ve spodní části vzájemně spojeny profilem ITEM 8 160x40. Na profilu se nacházejí kuličkové vozíky pro posuv v ose Z. V přední hliníkové desce je umístěna kuličková matice (obr.48).



Obr.49- Dopínání řemene

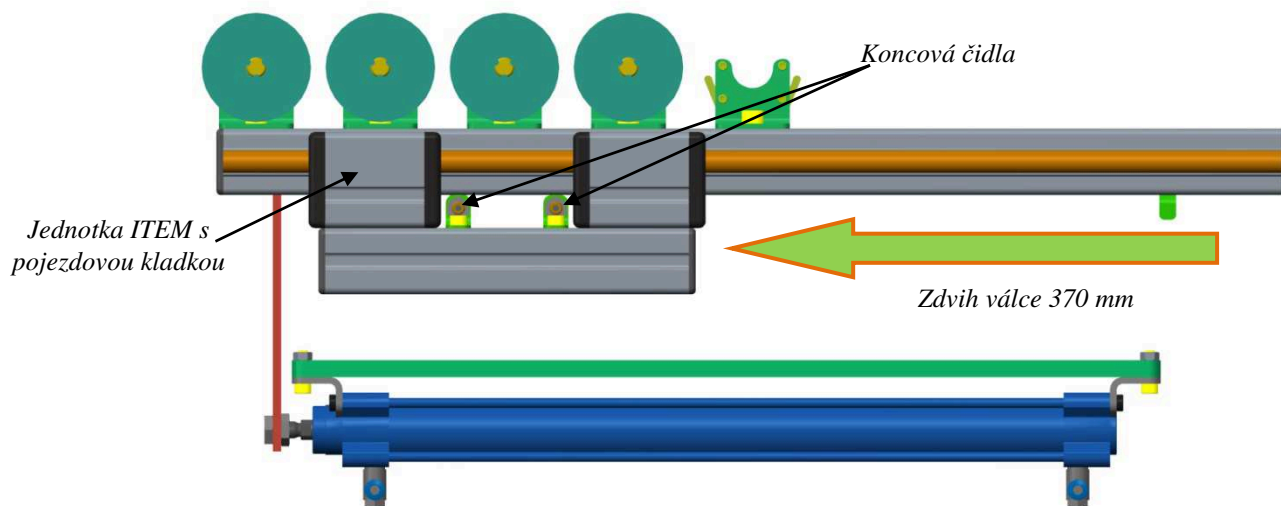
K zadní desce je pomocí distančních válečku připojen motor, který přes řemenový převod pohání Morse dutinu a tím i závitník. Dále je k desce připevněna ještě jedna menší, která slouží pro upevnění pneumatického válce a ložiskového domku hřídelky řemenového převodu. Napínání řemene je realizováno pomocí pojezdové rolny HPC.

Výměna nástroje se realizuje ukládáním a odebíráním ze zásobníku, kterém jsou nástroje uloženy. Tento zásobník tvoří pevná část. Ta je připevněna k rámu stroje. Další součástí je posuvná část, ve které jsou odkládací místa pro nástroje. Lineární posuv je zajištěn kruhovou kolejničí, která se pohybuje v jednotkách ITEM (obr.50).



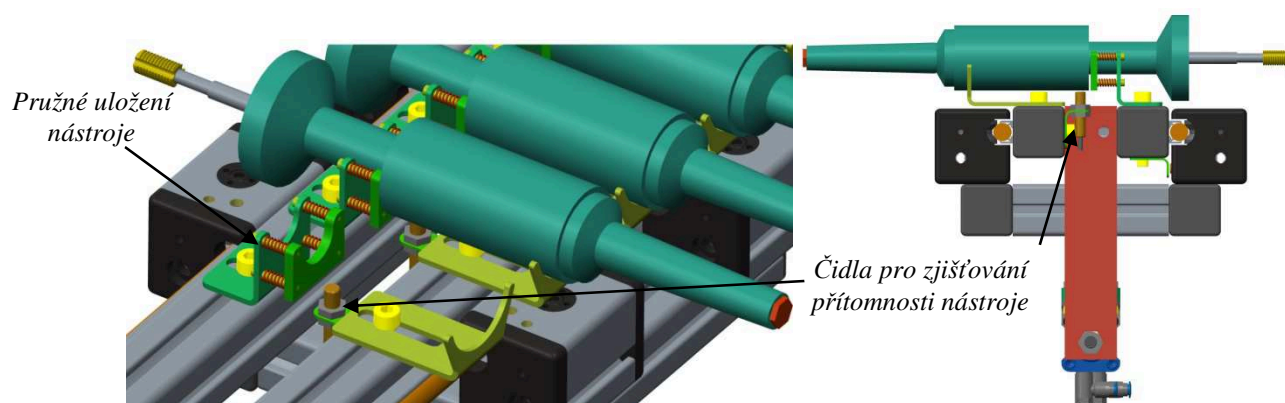
Obr.50- Zásobník nástrojů

Výměna nástroje probíhá obdobně jako u varianty A. Vřeteno najede pomocí posuvů do polohy pro odložení nástroje. Pneumatický válec vysune zásobník pod vřeteno. Poté vřeteno posuvem v ose Y odloží nástroj do lože a pneumatický vyrážec vyrazí nástroj z Morse dutiny. Pak se vřeteno posune zpět v ose Z a tím dojde k úplnému vysunutí nástroje. Poté najede před požadovaný nástroj a natlačí vřeteno na Morse kužel nástroje. Tím dojde k jeho upnutí. Vřeteno se pak posune v ose Y nahoru a v ose Z zpátky, aby mohl pneumatický válec zatlačit zásobník zpět mimo pracovní prostor nástroje. Dále dochází k najíždění vřetena do pracovní polohy. Nástroje jsou v zásobníku uloženy pružně, aby vřeteno nebylo tlačeno proti pevnému dorazu a nehrozilo tak přeskočení kroku u motoru.



Obr.51- Zásobník nástrojů

Na zásobníku jsou dvě čidla polohy, které hlásí řídicímu systému krajní polohy zásobníku. A pod každým držákem ZHB je umístěno indukční čidlo pro zjišťování přítomnosti nástroje (obr.52).



Obr.52- Uložení nástrojů



## 6. Výběr optimální varianty

Pro výběr optimální varianty byla zvolena více kritériální hodnocení. Váha významnosti jednotlivých kritérií byla stanovena porovnáváním v trojúhelníku páru. Metoda porovnávání v trojúhelníku párů přichází v porovnání s jinými metodami s jednou významnou předností. A tou je možnost porovnávat vždy pouze dvě kritéria mezi sebou. Na rozdíl od některých metod, ve kterých je expert nucen provést srovnání ve vztahu k ostatním kritériím, je v případě metody porovnávání v trojúhelníku párů postaven expert vždy pouze před volbu jednoho kritéria ze dvou možných. Takto určí pokaždé pouze to kritérium, které je pro něj v porovnání s druhým významnější. Metoda zároveň zajistí, aby došlo k porovnání všech kritérií ve vzájemných dvojicích, usnadňuje rozhodování a objektivizuje stanovenou významnost [8].

V první řadě byla určena kritéria podle kterých budu hodnotit jednotlivé varianty. Ke každé variantě byla určena míra plnění každého kritéria. A to od 5 (vysoká úroveň plnění funkce) až po 0 (nevyhovující stav). Poté byla vepsána kritéria do trojúhelníkové tabulky a porovnáváním dvojic mezi sebou a na základě počtu voleb (v) byla stanovena jejich významnost. Kritérium, které bylo zvoleno v dvojici dostalo 1 bod. Pokud byly ve dvojici kritéria se stejnou významností dostali 0,5 bodu.

### Hodnocená kritéria:

- **K1- Cena:** náklady na stavbu stroje.
- **K2- Rozsah polohování/ Pracovní prostor:** Maximální možnost polohování ale zároveň minimální pracovní prostor.
- **K3- Zástavbové rozměry:** Co nejmenší rozměry.
- **K4- Hmotnost:** Váha stroje.
- **K5- Nároky na pohony:** potřebné výkony motorů čím menší tím lépe.

### Stupnice hodnocení plnění funkce:

- 5- Vysoká úroveň
- 4- Nadprůměrná úroveň
- 3- Průměrná úroveň
- 2- Podprůměrná úroveň
- 1- Nevyhovující stav

Rovnice závislosti váhy významnosti na počtu voleb  $q = f(v) = \frac{1}{4} \cdot v + 1$  [ 4.1]

Porovnávané páry funkcí				Počet voleb	Pořadí	Váha významnosti
<u>F1</u>	<u>F1</u>	F1	F1	2	2.	1,5
F2	F3	<u>F4</u>	<u>F5</u>			
	<u>F2</u>	<u>F2</u>	F2	2	2.	1,5
	F3	F4	<u>F5</u>			
		<u>F3</u>	F3	1	3.	1,25
		F4	<u>F5</u>			
			F4	1	3.	1,25
			<u>F5</u>	4	1.	2

Tab.9- Porovnávání kritérií v trojúhelníku párů

	K1	K2	K3	K4	K5
<b>Variant A</b>	3	2	2	2	3
<b>Variant B</b>	4	3	3	3	2
<b>Variant C</b>	5	4	5	4	5

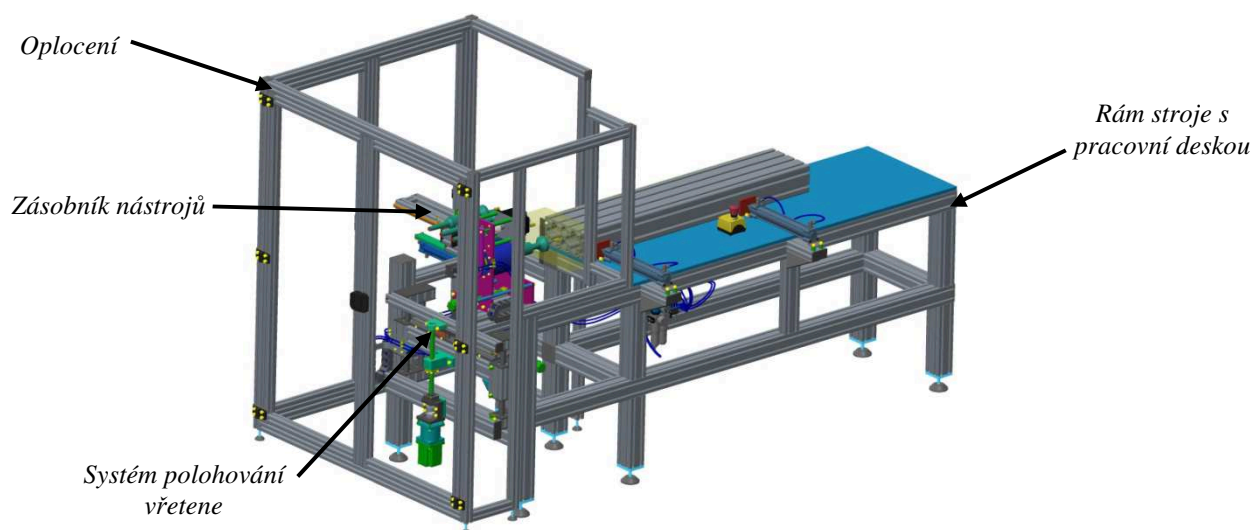
Tab.10- Přiřazení míry plnění funkcí daných kritérii

	<u><b>Variant A</b></u>			<u><b>Variant B</b></u>			<u><b>Variant C</b></u>		
	Míra plnění funkce	Váha významnosti	Vážený index kritérií	Míra plnění funkce	Váha významnosti	Vážený index kritérií	Míra plnění funkce	Váha významnosti	Vážený index kritérií
<b>K1</b>	3	1,5	4,5	4	1,5	6	5	1,5	7,5
<b>K2</b>	2	1,5	3	3	1,5	4,5	4	1,5	6
<b>K3</b>	2	1,25	2,5	3	1,25	3,75	5	1,25	6,25
<b>K4</b>	2	1,25	2,5	3	1,25	3,75	4	1,25	5
<b>K5</b>	3	2	6	2	2	4	5	2	10
<b>Celkový součet vážených indexů</b>	<u><b>18,5</b></u>			<u><b>22</b></u>			<u><b>34,75</b></u>		

Tab.11- Zhodnocení výběru optimální varianty

Z výsledků vyplývá, že optimální variantou ze všech tří navržených je **varianta C**.

## 7. Konstrukce závitořezného stroje.



Obr.53- Závitořezný stroj

Jako optimální varianta byla vybrána varianta C. Následující kapitoly diplomové práce budou obsahovat detailnější popis celého stroje. Od dimenzování pohonů až po výkresovou dokumentaci. Konstrukce celého stroje by se dala rozdělit na čtyři základní části. A těmi jsou:

- Rám stroje.
- Systém polohování os.
- Výměna nástrojů.
- Oplocení.

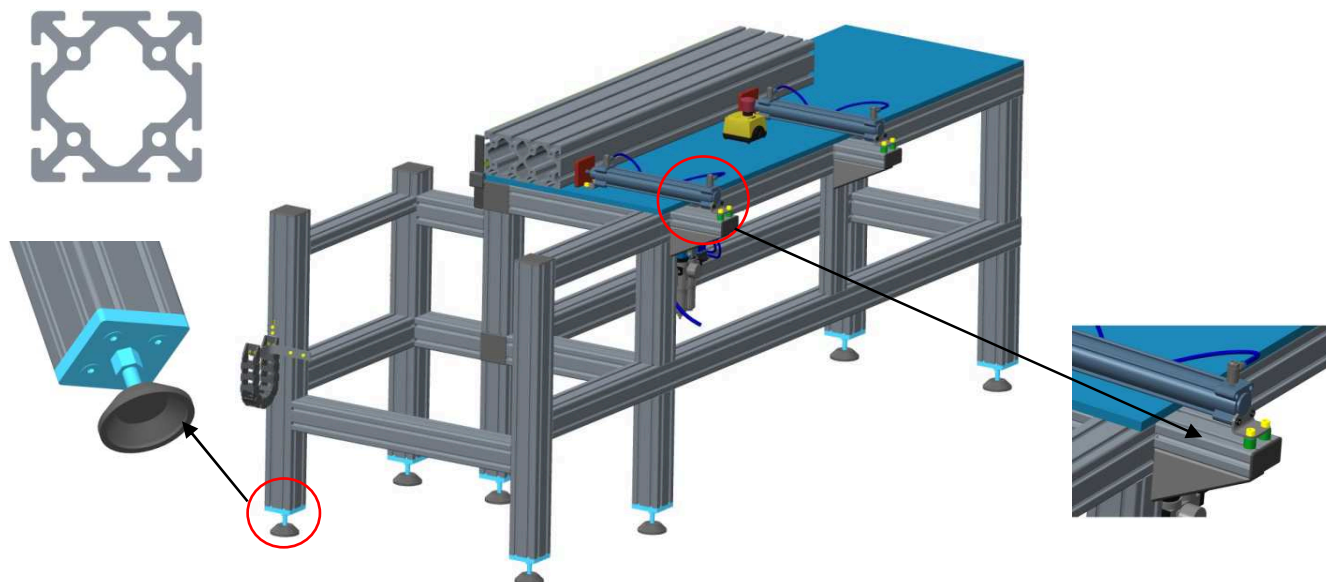
Základ stroje tvoří jeho rám s pracovní deskou. Do tohoto rámu je připevněn systém polohování os, který zajišťuje řezání závitů do profilů. Dále se na rám umísťuje zásobník s nástroji pro výměnu. Kvůli bezpečnosti obsluhy a ostatních pracovníků, byla navržena poslední část a to je oplocení stroje. Oplocení stroje především slouží pro předcházení úrazů vlivem namotání volných částí oděvu na vřeteno, přiskřípnutí prstů nebo končetin pohyblivými částmi stroje k pevné překážce. Další funkcí oplocení je ochrana samotného stroje.

Pohony os zajišťují krokové motory od firmy Microcon a kuličkové šrouby od firmy HIWIN.

Při návrhu stroje byl maximálně využíváno stavebnicového systému ITEM tak, jak bylo požadováno v požadavkovém listu.

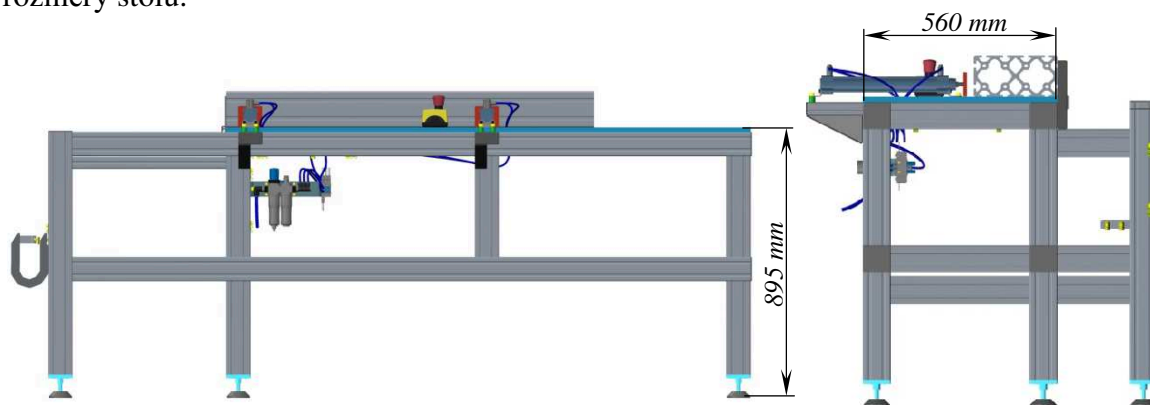
### 7.1 Rám stroje

Rám stroje je sestaven z profilů ITEM 8 80x80 a pospojovány standardními a univerzálními spoji. Na volných koncích profilu jsou umístěny krytky. Nohy rámu jsou stavitelné v rozmezí 80 mm.



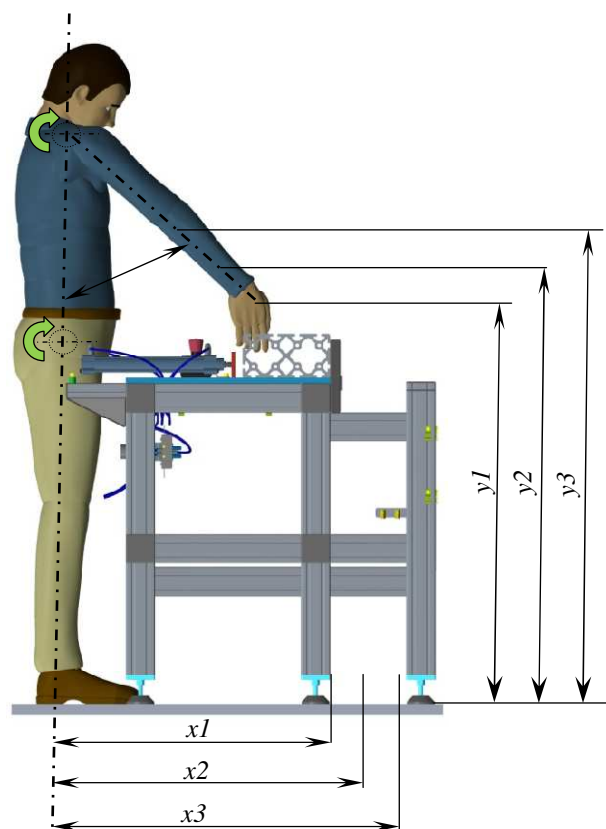
Obr.54- Konstrukce rámu

Výška a šířka stolu byla vhodně zvolena vzhledem k tomu, že obsluha bude pracovat ve stoje a také tak, aby se nemusela příliš ohýbat v zádech, když bude na stůl vkládat samostatné profily menších řad např. ITEM 5 20x20. Na obr. 55 jsou popsány základní rozměry stolu.



Obr.55- Základní rozměry stolu

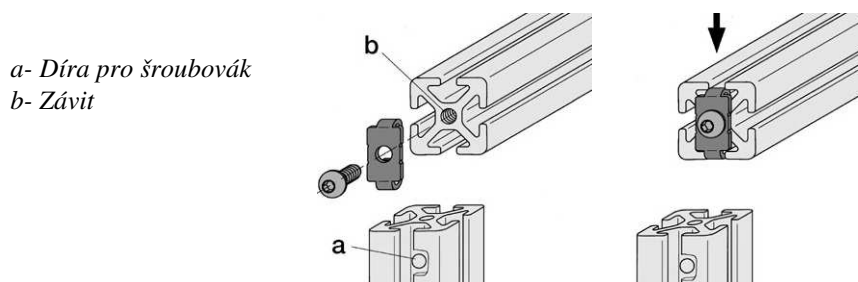
Na obr.56 je znázorněno jaký vliv má výška a délka pracovního stolu na ergonomii při práci. Pokud bychom chtěli prodlužovat délku stolu (x) musíme zároveň zvýšit jeho výšku (y). To proto, aby obsluha nebyla nucena se příliš ohýbat, což by mělo negativní vliv na výkonnost pracovníka a na pracovní pohodu. Při návrhu šířky stolu hrál důležitou roli počet a rozměr profilu, které se budou obrábět. Bylo vycházeno z požadavkového listu a tudíž nejširší profil byl 240 mm. Zároveň musela být nechána rezerva pro upínací pístnice 30 mm.



Obr.56- Rozvaha při volbě rozměrů stolu

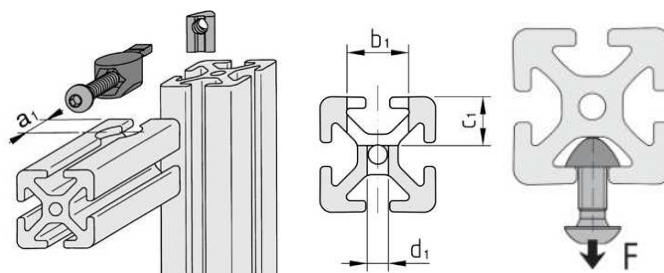
Na základě těchto parametrů byla vybrána délka pneumatického válce pro upínání. Aby se na stůl dal připevnit požadovaný pneumatický válec, kvůli kterému by se nemusela zvětšovat šířka stolu, byly vytvořeny dva pomocné úchyty pro uchycení zadní části pneumatického válce (obr.54). Tyto úchyty jsou složeny z profilu ITEM 8 80x40 a ty jsou k rámu připevněny pomocí úhelníku ITEM 8 160x80.

Na obr.57 je znázorněn princip spojování profilů systému ITEM pomocí standardní spojky. Do díry v čele jednoho profilu je vyvrtán závit a skrz díru v druhém profilu je pomocí šroubováku šroub zašroubován do spojky. Na obr.58 je ukázka spojení profilů pomocí univerzálního spoje a spojení pomocí speciální matice v T-drážce.



Obr.57- Příklad spojení dvou profilů pomocí standardního spoje [14]

Podle katalogu má síla F (obr.58) pro rozměrovou řadu 8 a pro standardní neodlehčené profily maximální hodnotu 5000 N. Z této hodnoty a ze součinitele smykového tření pro hliník lze spočítat hmotnost, kterou unese jeden spoj.



Obr.58- Univerzální spoj a spoj pomocí speciální matice [14]

Součinitel tření pro hliník:  $f=1,1$

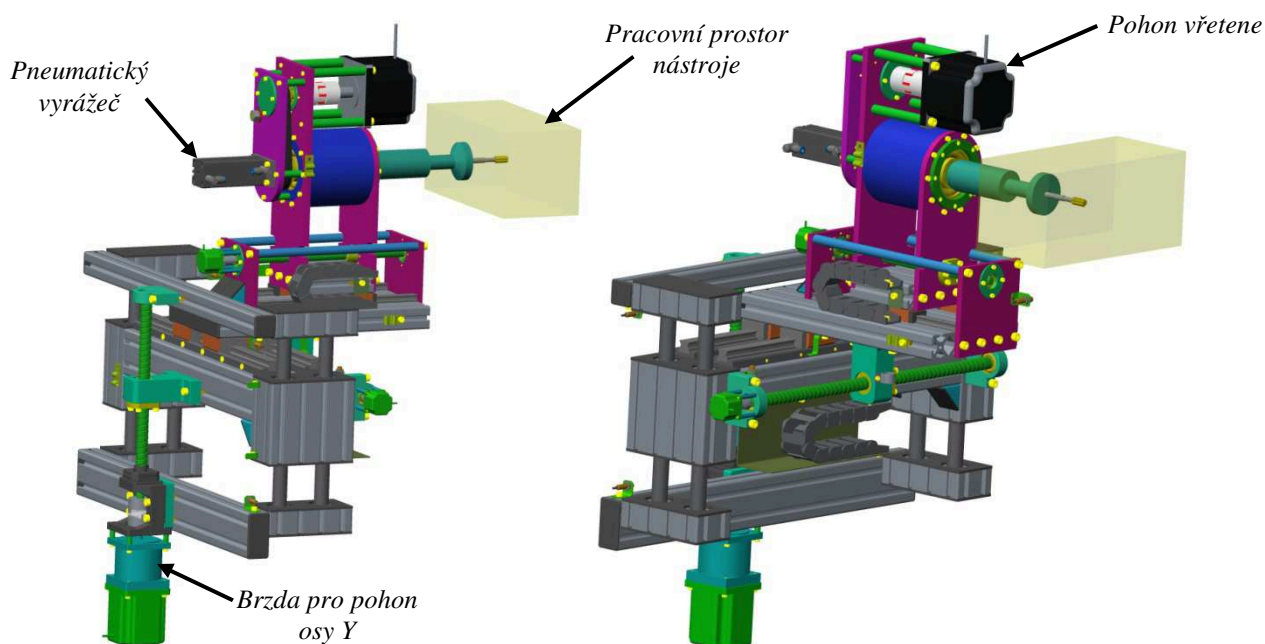
$F_{\text{šroub}} \geq F_{\text{tíhová}}$  Tíhová síla je normála k síle ve šroubu a platí:  $F_{\text{šroub}} = F_{\text{tíhová}} \cdot f$

$$F_{\text{šroub}} \geq m \cdot g \cdot f \Rightarrow m \leq \frac{F_{\text{šroub}}}{g \cdot f} = \frac{5000}{9,81 \cdot 1,1} = 463,34 \text{ kg} \quad [5.1]$$

Z rovnice plyne že jeden spoj teoreticky udrží 463,34 kg.

## 7.2 Systém polohování vřetene

Systém polohování se skládá ze tří lineárních os, které polohují v prostoru s vřetenem. Každá z těchto os je poháněná krokovým motorem a kroutící moment je přenášén pomocí kuličkových šroubů a matic na jednotlivé osy. Tyto šrouby převádějí otáčivý pohyb motoru na lineární posuv osy.



Obr.59- Sestava os

### 7.2.1 Konstrukční návrh vřetena

Při konstrukci vřetene bylo vycházeno ze dvou základních věcí:

- Použití závitořezné hlavy ZHB 31
- Potřebný kroutící moment pro řezání závitů

Závitořezná hlava byla svými rozměry určujícím prvkem pro návrh uložení samotné hlavy v Morse dutině, uložení Morse dutiny v ložiscích a nakonec samotného rámu pro ložiska. Podle potřebného kroutícího momentu pro řezání závitů byl dimenzován pohon vřetene a převod přes který se bude kroutící moment přenášet na Morse dutinu. Pro dimenzování pohonu byl určující největší řezaný závit M12x1,75, kdy je pro tento typ závitu potřeba největší kroutící moment.

#### Výpočet potřebného $M_k$ pro řezání závitů

Celkový kroutící moment potřebný pro vyřezání závitů se skládá ze tří základních složek:

- $M_{k1}$ - Odpor materiálu proti vnikání břitů závitníku do materiálu **cca 50%**
- $M_{k2}$ - Tření břitů a obráběného materiálu **cca 30%**
- $M_{k3}$ - Tření při usměrnění a odvodu třísek **cca 20%**

Na základě zaslané firemní dokumentace podle vzorce

$$M_D = \frac{k_c \cdot h^2 \cdot d_1}{8000} \quad [\text{Nm}] \quad [17] \quad [5.2]$$

kde je:

- $k_c$  - specifická řezná síla (materiálová konstanta) a pro hliník má hodnotu 680 MPa.[17]
- $h$ - Rozteč řezaného závitu, pro M12 je  $h = 1,75$  mm.
- $d_1$ - Jmenovitý průměr závitu v milimetrech

byly vypočteny potřebné kroutící momenty pro jednotlivé velikosti závitů s tím, že pro návrh pohonu pro byl směrodatný ten největší.

**Příklad výpočtu:**  $M_{M12} = \frac{k_c \cdot h^2 \cdot d_1}{8000} = \frac{680 \cdot 1,75^2 \cdot 12}{8000} = 3,12 \text{ Nm}$  [5.3]

Tento výpočet byl proveden pro všechny velikosti závitníku.

<i>Velikost závitníku</i>	<i>Potřebný <math>M_k</math> [Nm]</i>
<b>M12</b>	<b>3,12</b>
<b>M10</b>	<b>1,91</b>
<b>M8</b>	<b>1,06</b>
<b>M6</b>	<b>0,51</b>
<b>M5</b>	<b>0,27</b>

Tab.12- Vypočtené hodnoty kroutícího momentu



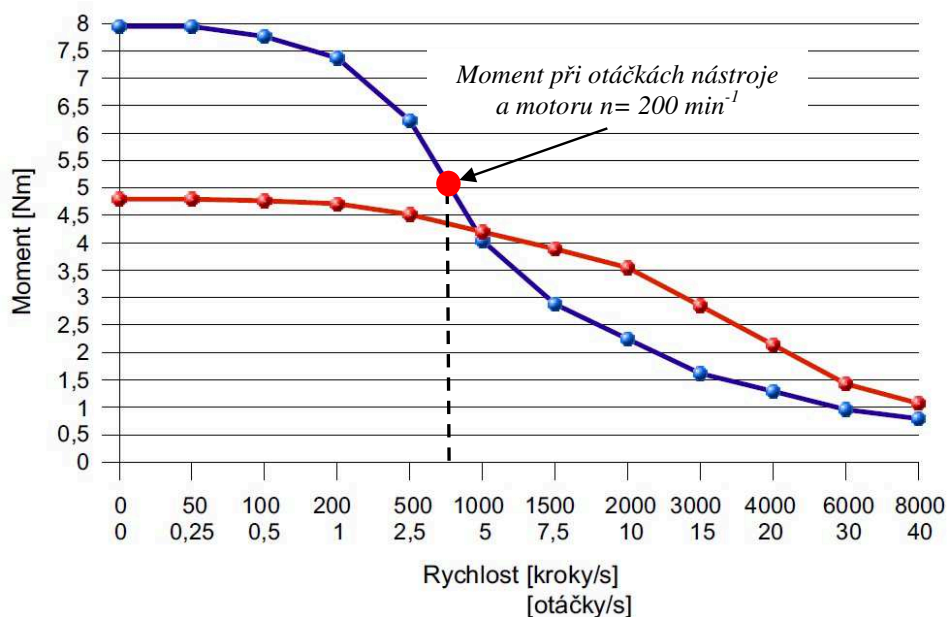
Hodnoty v tab.12 platí pro ostré závitníky. S otupením závitníku může potřebný moment narůst dvojnásobně až trojnásobně. S ohledem na danou skutečnost byl určen požadovaný krouticí moment pro návrh pohonu na 10 Nm. Dalším důležitým parametrem pro volbu pohonu vřetena byla úhlová rychlost nástroje. Ta byla zvolena  $n_{\text{nástroje}} = 200 \text{ min}^{-1}$ . Při výběru motoru bylo snahou vybrat pokud možno malý, lehký a levný motor.

Na základě těchto parametrů byl vybrán krokový motor od firmy Microcon **SM41-5311S**.

POWERPAC (Pacific Scientific) - příruba NEMA42								
Typ	Statický moment (Nm)	Jmenovitý proud (A)	Indukčnost (mH)	Odpor ( $\Omega$ )	Zbytkový moment (Nm)	Nejvyšší provozní moment při 500 Hz (Nm)	Moment setrvač. rotoru ( $\text{kgm}^2 \times 10^{-3}$ )	Hmotnost (kg)
	bipol. napájení, celokrok, jmen. proud v obou fázích	sériové / paralelní zapojení	sériové / paralelní zapojení	sériové / paralelní zapojení				
SM41-2711IP (N41HMFJ)	11	2,7 / 5,5	40,4 / 10,1	2,33 / 0,58	0,3	8	0,55	4,98
SM41-5311S (N41HRFM)	11	5,3 / 10,7	11,1 / 2,8	0,63 / 0,16	0,3	8	0,55	4,98

Obr.60- Základní technické parametry motoru[12]

Motor sice splňuje požadavky na krouticí moment, ale ten je statický pro danou aplikaci je potřeba mít tento moment při otáčkách nástroje  $n_{\text{nástroje}} = 200 \text{ min}^{-1}$ .

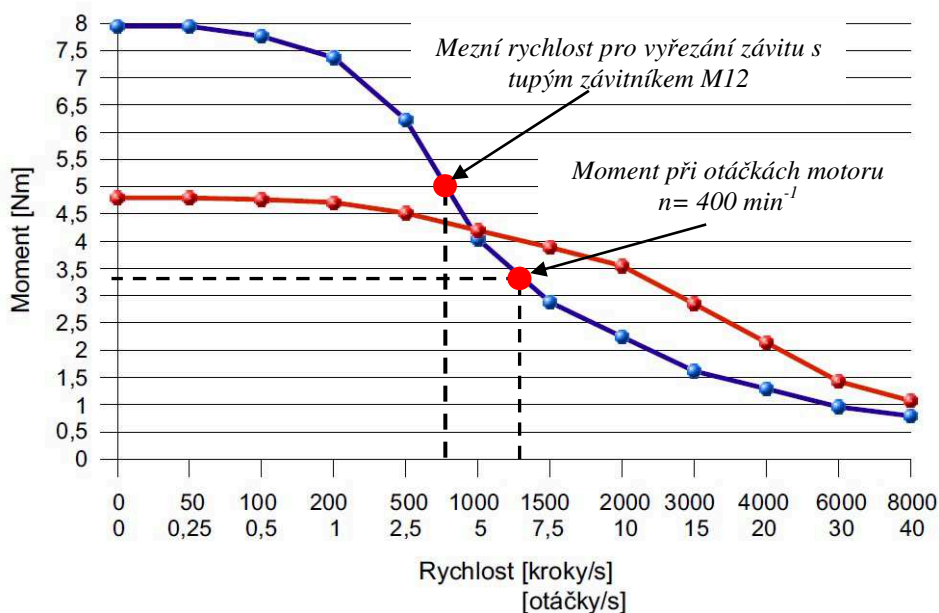


Obr.61- Momentová charakteristika motoru SM41-5311S[12]

Z momentové charakteristiky motoru (obr.61) je patrné, že při otáčkách nástroje  $n_{\text{nástroje}} = 200 \text{ min}^{-1}$  je pro ostrý závitník moment dostatečný. Avšak už není dostatečná rezerva pro narůstající moment vlivem otupování závitníku. Proto byl mezi motor a nástroj vložen řemenový převod s převodovým číslem  $i = 0,5$ . To zajistí dvojnásobný nárůst momentu. Toto řešení má nevýhodu v tom, že jsou potřeba vyšší otáčky motoru a z momentové charakteristiky vyplývá, že s rostoucími otáčkami motoru klesá jeho moment.



Při zařazení převodu tedy vzrostly potřebné otáčky motoru na  $n_{\text{motoru}} = 400 \text{ min}^{-1}$ , ale zároveň dvojnásobně vzrostl moment přenášený na nástroj.

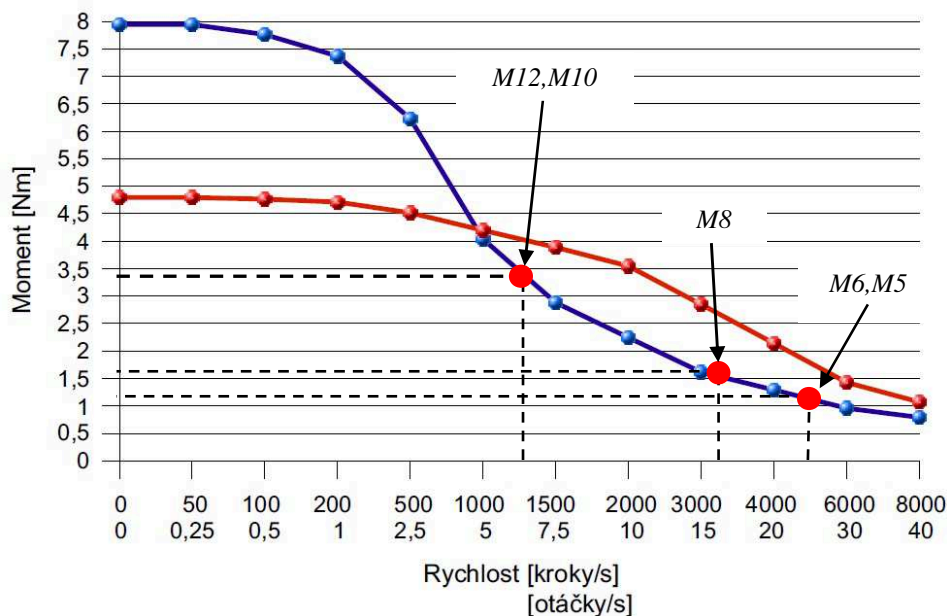


Obr.62- Momentová charakteristika motoru SM41-5311S[12]

Obr.62 popisuje, jak klesl moment motoru se zvýšenými otáčkami. Výsledný moment na nástroji po zpřevodování je tedy:

$$M_{\text{nástroje}} = M_{\text{motoru}} \cdot i = 3,25 \cdot 2 = 6,5 \text{ Nm} \quad [5.4]$$

I když byl stanoven potřebný moment na nástroji na 10 Nm při otáčkách  $n_{\text{nástroje}} = 200 \text{ min}^{-1}$ , hodnota 6,5 Nm se zdá být dobrý kompromis mezi velikostí motoru a rychlostí obrábění. Z obr.63 je patrné, že i když potřebný moment vzroste na trojnásobek, tak i poté bude možno závit vyřezat, avšak při nižších otáčkách nástroje.



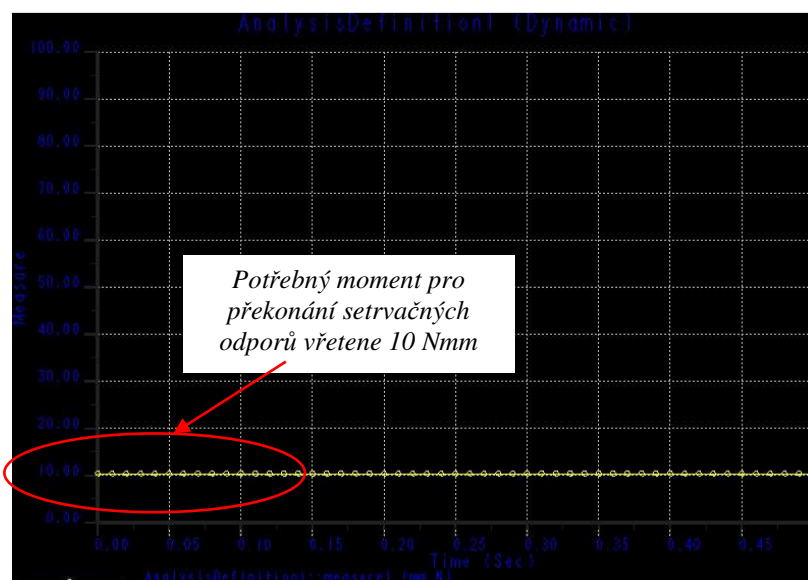
Obr.63- Momentová charakteristika motoru SM41-5311S[12]

Pokud se bude obrábět menší rozměrová řada profilu klesnou i nároky na požadovaný kroutící moment. Podle tab.12 a momentové křivky motoru můžeme navyšovat otáčky nástroje (obr.63) s klesajícím potřebným řezným momentem. Takto můžeme ještě urychlit obrábění a zkrátit potřebné strojní časy.

<i>Velikost závitníku</i>	<i>Otáčky motoru [min.<sup>-1</sup>]</i>
<b>M12</b>	<b>400</b>
<b>M10</b>	<b>400</b>
<b>M8</b>	<b>960</b>
<b>M6</b>	<b>1500</b>
<b>M5</b>	<b>1500</b>

Tab.13- Hodnoty otáček motoru pro různé velikosti závitníků

Při dimenzování pohonu vřetene byly zanedbávány setrvačné účinky rotačních hmot, jelikož byly vzhledem k výkonu motoru zcela zanedbatelné. Analýzou v softwaru Creo (obr.64) bylo zjištěno, že tyto síly netvoří ani celé procento potřebného momentu pro řezání. Z tohoto důvodu s nimi nebylo počítáno.



Obr.64- Zjišťování hodnoty setrvačných hmot vřetene

### Návrh a kontrola řemenového převodu

Pro přenos  $M_k$  od motoru na Morse dutinu byl zvolen řemenový převod ozubeným řemenem. Menší řemenice je umístěna na hřídeli, která je uložena v kuličkových ložiskách ZKL 6300. Hřídel je spojena s motorem pomocí OLDHAM spojky. Větší řemenice je přišroubována na zadní čelo Morse dutiny. Napínání je zajišťováno pomocí pojezdové rolny HPC dodávanou firmou T.E.A.Technik.

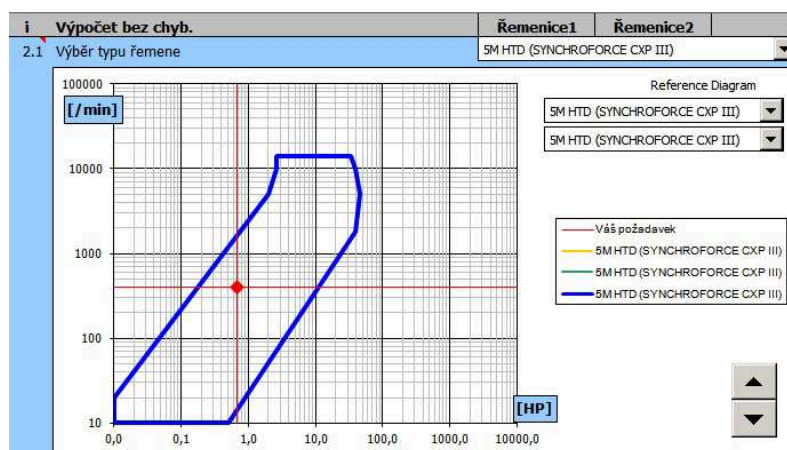
Základní vstupní parametry pro kontrolu převodu:

- Přenášený výkon:  $P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 11 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 6,66 = 0,46 \text{ kW}$
- Otáčky malé řemenice:  $n_1 = 400$
- Otáčky velké řemenice:  $n_2 = 200$
- Osová vzdálenost:  $A = 130 \text{ mm}$

Kontrola řemenového převodu byla provedena v softwaru MITCALC.

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Způsob zatížení, pracovní parametry			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	0,46 [kW]
1.3	Otáčky řemenice (požadované)	n	400 [1/min]
1.4	Otáčky řemenice (skutečné)	n	400,0 [1/min]
1.5	Převodový poměr požadovaný / skutečný	i	2,000
1.6	Krouticí moment	Mk	10,98 [Nm]
1.7	Typ hnacího stroje (zatížení)	A...Plynulé nebo s malou nerovnoměrností	
1.8	Typ poháněného stroje (zatížení)	B...Plynulé s malou nerovnoměrností	
1.9	Denní zatížení převodu	A...Méně než 8 hodin	
1.10	Součinitel provozního zatížení	c2	1,1
1.11	Účinnost převodu	eta	98 [%]
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Automatický návrh			

Obr.65- Vstupní parametry výpočtu



Obr.66- Pracovní oblast zvoleného řemene

2.6 Tabulka řešení											
ID	z1	z2	B	i	di [%]	A	dA	SF	m		
15	20	40	15,000	2,000	0,000	123,98	6,02	0,906	0,26		
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh a výpočet											
3.1	Vybraná šířka synchronního řemene					B	15 / 0,5906	[mm/in]			
3.2	Počet zubů řemenice (průměr řemenice) - výběr					z	20 (31,83)	[mm]			
3.3	Počet zubů řemenice					z	20	40			
3.4	Výpočtový průměr řemenice					Dp	31,831	63,662	[mm]		
3.5	Doporučená osová vzdálenost / min-max					C'	76,4	53 - 191	[mm]		
3.6	Osová vzdálenost požadovaná / skutečná					C	130,00	154,18	[mm]		
3.7	Počet zubů řemenice (délka řemenice) - výběr					z	92 (460)	[mm]			
3.8	Počet zubů řemenice / navržený					z	92	80			
3.9	Délka řemenice / rozteč					Lw/P	460,00	5,000	[mm]		
3.10	Návrhový výkon					Pd	0,51	[kW]			
3.11	Výkon přenesený řemenem					P'	0,63	[kW]			
3.12	Přibližná celková hmotnost					m	0,27	[kg]			
3.13	Součinitel využití řemenice					SF	0,81				

Obr.67- Výsledky výpočtu

Celková radiální síla na hřídel je dle výpočtu  $F_r = 688 \text{ N}$ .

Pro přenos  $M_k$  byl vybrán řemen 5M HTD o šířce  $B = 15 \text{ mm}$ .

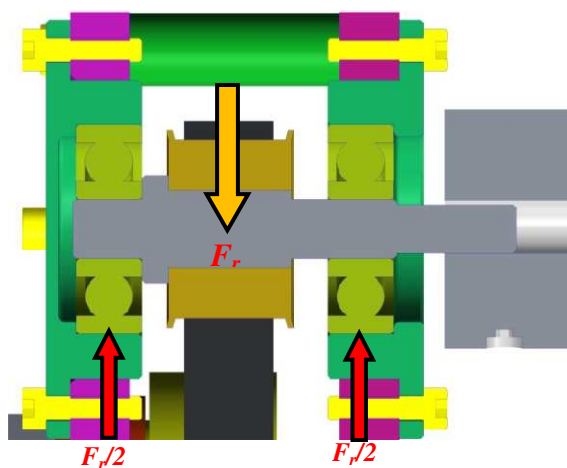
Podle výpočtů vybraný řemen 5M HTD vyhovuje provoznímu zatížení. Délka řemene byla vypočtena na 460 mm.

### Kontrola ložisek hřídele malé řemenice

Z předchozího výpočtu bylo zjištěno, že síla zatěžující hřídel má hodnotu  $F_r = 688$  N. Tato síla se rozdělí rovnoměrně mezi obě ložiska ZKL 6300. Z toho plyne, že pro kontrolu ložiska počítám s polovinou této zatěžující síly.

Hlavní rozměry				Základní únosnost		Mezní únavové zatížení	Mezní frekvence otáčení pro mazání		Označení ložiska	Připojovací rozměry			Hmotnost
d	D	B	r <sub>s</sub>	dynamická (C <sub>r</sub> )	statická (C <sub>0r</sub> )	P <sub>u</sub>	Plastické mazivo	Olej		d <sub>a</sub>	D <sub>a</sub>	r <sub>a</sub>	
mm				kN		kN	min <sup>-1</sup>			min	max	max	kg
10	35	11	0.6	8.072	3.430	0.156	22 000	27 000	6300	14	31	0.6	0.054

Obr.68- Základní parametry ložisek ZKL 6300 [16]



Obr.69- Zatížení ložisek

Trvanlivost ložisek v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]} \quad [5.5]$$

C- Dynamická únosnost ložisek

$$C = 8072 \text{ N}$$

P- Radiální zatížení ložisek

$$P = F_r/2 = 688/2 = 344 \text{ N}$$

p- Exponent pro ložiska s bodovým stykem

$$p = 3$$

n- Otáčky za min.<sup>-1</sup>

$$n = 400 \text{ min.}^{-1}$$

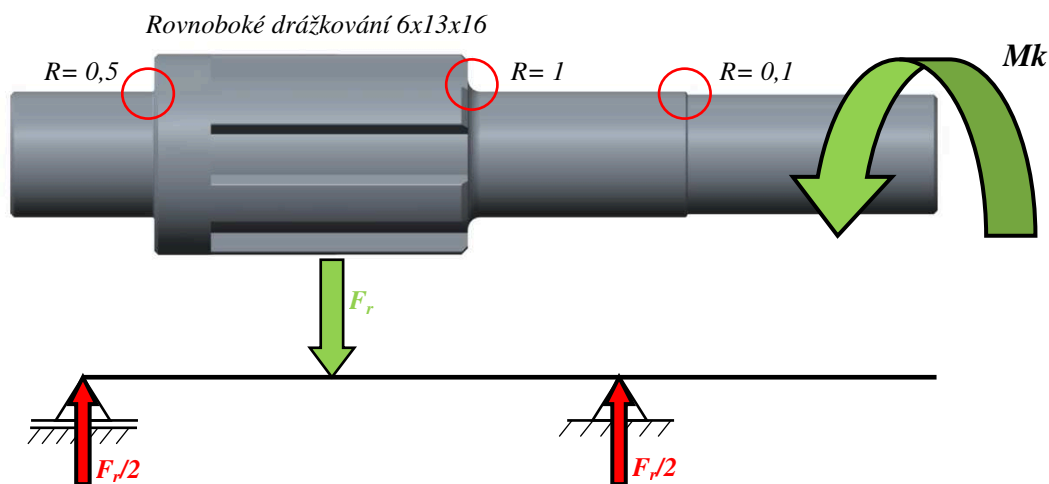
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{8072}{344}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 400} = 538\,340 \text{ hod} \quad [5.6]$$

Navržené ložiska plně vyhovují danému zatížení.

### Pevnostní kontrola hřídele malé řemenice

Materiál hřídele:	Ocel 15230
Průměr válcového konce hřídele	$d_1 = 9,525 \text{ mm}$
Průměr pod ložisky:	$d_2 = 10 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi ložisky:	$l = 42 \text{ mm}$
Zatěžující moment od motoru:	$M_k = 11 \text{ Nm}$
Zatěžující ohybová síla:	$F_r = 688 \text{ N}$
Bezpečnost:	$b = 1,5$
Součinitel druhu namáhání (střídavé):	$c_{III} = 0,45$

Válcový konec hřídele je namáhán na krut. Část hřídele mezi ložisky je namáhána složeným zatížením a to ohybem od napínání řemenového převodu tak zároveň krutem od motoru.



Obr.70- Hrací hřídel řemenového převodu

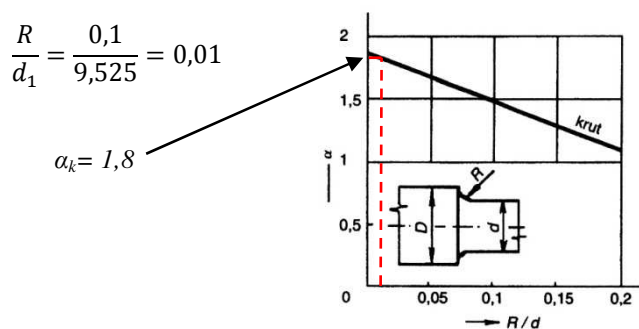
### Kontrola válcového konce hřídele

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad [5.7]$$

$$\tau_{Dk} = \frac{R_m}{b} \cdot c_{III} = \frac{980}{1,5} \cdot 0,45 = 294 \text{ MPa} \quad [5.8]$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{11000}{\frac{\pi \cdot 9,525^3}{16}} = 64,83 \text{ MPa} \quad [5.9]$$

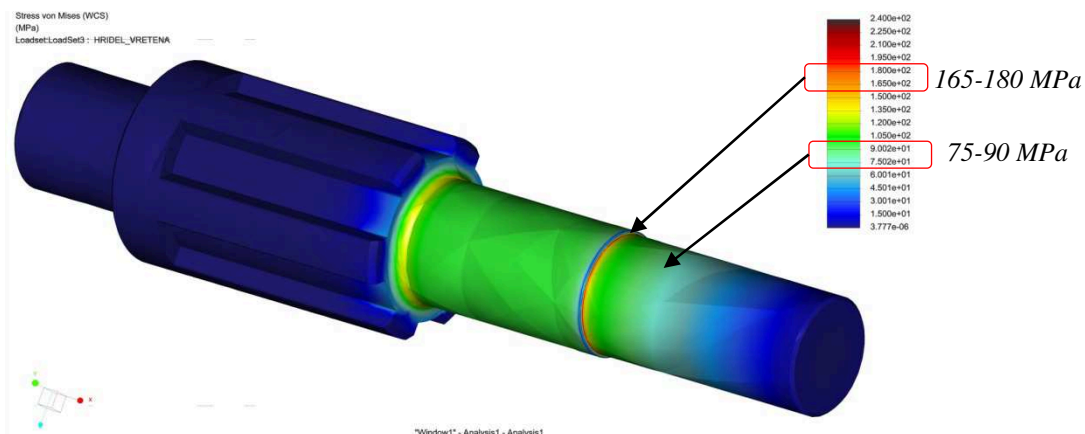
Podle strojnických tabulek [9] byl zvolen Bachův opravný součinitel, který zohledňuje vliv vrubu na hřídeli jako  $\alpha_k = 1,8$  (obr.71).



Obr.71- Diagram tvarového součinitele pro krut [9]

Nárůst napětí v místě vrubu

$$\tau_{\max} = \tau_k \cdot \alpha_k = 64,83 \cdot 1,8 = 116,7 \text{ MPa} \quad [5.10]$$



Obr.72- Pevnostní analýza hřídele na krut

Pevnostní analýzou v softwaru CREO se potvrdily předchozí teoreticky vypočtené výsledky. A to jak napětí na válci, tak i nárůst napětí v místě vrubu. Pevnostní analýza potvrzuje nárůst napětí u přechodu na větší průměr. Vypočtená hodnota napětí na válcovém konci hřídele se úplně neshodují s pevnostní analýzou CREA, nicméně porovnáním obou výsledků se dá říci, že pro zjednodušení konstrukčního návrhu postačují základní pevnostní výpočty. Rozdíl ve výsledcích obou metod je způsoben tím, že systém CREO zohledňuje mnohem více parametrů, než které bychom mohli zohlednit v běžném výpočtu. I přesto, že jsou výsledky z CREA nepatrně vyšší můžeme říci, že hřídel splňuje pevnostní podmínku dovoleného napětí v krutu pro daný materiál.

### Kontrola hřídele na ohyb

Namáhání hřídele mezi ložisky netvoří jenom samotný ohyb, ale také krut od motoru. Jelikož však hřídel splnila pevnostní požadavky v místě svého nejmenšího průřezu, složka krutu už nebude tak vysoká, protože hřídel kontrolujeme na větším průměru.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad [5.11]$$

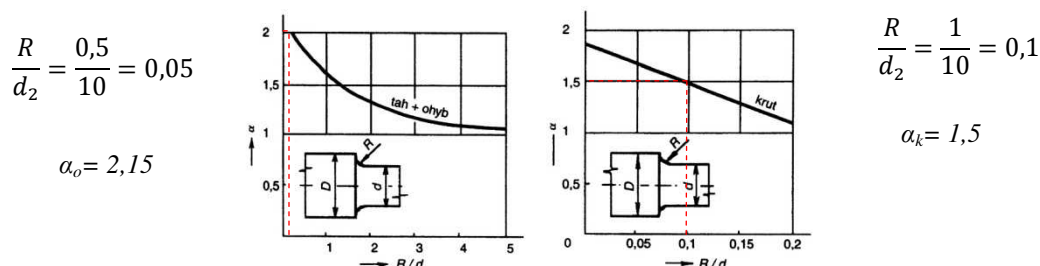
$$\sigma_{Do} = \frac{R_m}{b} \cdot c_{III} = \frac{980}{1,5} \cdot 0,45 = 294 \text{ MPa} \quad [5.12]$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_r \cdot \frac{1}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{688 \cdot \frac{31}{2}}{\frac{\pi \cdot 10^3}{32}} = 108,62 \text{ MPa} \quad [5.13]$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \Rightarrow \text{Základní podmínka splněna}$$

Podle strojnických tabulek [9] pro redukované napětí byl zvolen Bachův opravný součinitel, který zohledňuje vliv vrubu na hřídeli pro ohyb  $\alpha_o = 2,15$  (obr.73) a pro krut  $\alpha_k = 1,5$ .





Obr.73- Diagram tvarového součinitele pro ohyb a krut[9]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad [5.14]$$

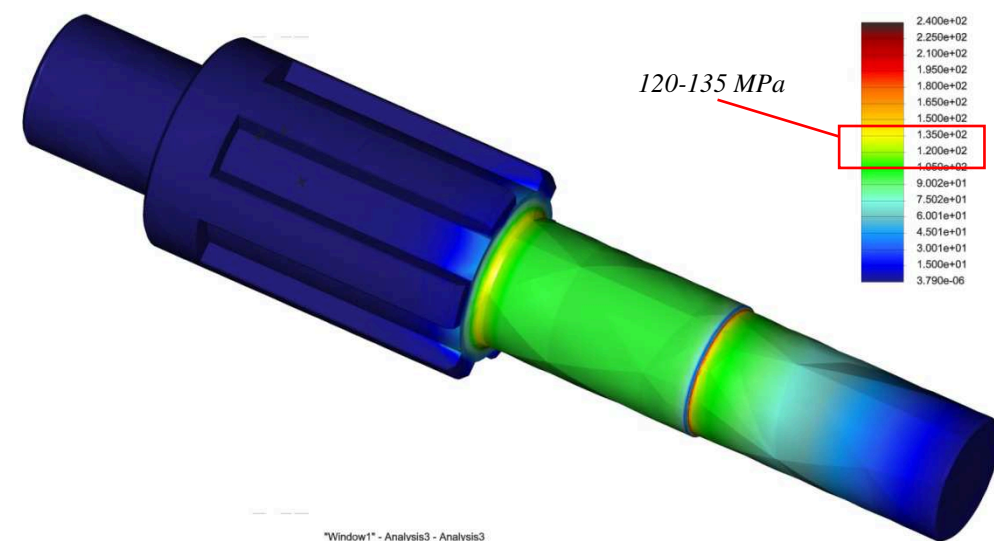
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{11000}{\frac{\pi \cdot 10^{-3}}{16}} = 56,02 \text{ MPa} \quad [5.15]$$

Podle hypotézy HMM platí:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do} \quad [5.16]$$

$$\sigma_{red} = \sqrt[2]{(\sigma_o \cdot \alpha_o)^2 + 3(\tau_k \cdot \alpha_k)^2} = \sqrt[2]{(108,62 \cdot 2,15)^2 + 3(56,02 \cdot 1,5)^2} = 275 \text{ MPa} \quad [5.17]$$

$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do} \Rightarrow$  Pevnostní podmínka je splněna



Obr.74- Analýza kombinovaného zatížení

Pro ruční výpočet byla použita zjednodušující podmínka a to taková, že bylo počítáno s průměrem hřídele v celé délce mezi ložisky  $d_2 = 10 \text{ mm}$  a nezohledňoval jsem rovnoboké drážkování. To se projevilo vyššími hodnotami napětí. Z obr.74 je patrné, že pro průměr pod ložisky  $10 \text{ mm}$  je vypočtené napětí podobné jako to, které bylo získáno analýzou v CREU. Jako materiál hřídele byla použita ocel s vyšší pevností (15230), než jsou běžné konstrukční oceli a tento materiál bezpečně odolá provoznímu zatížení.

**Kontrola drážkování na otláčení**

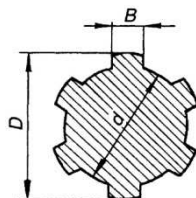
Rovnoboké drážkování:  $6 \times 13 \times 16$  ČSN 014942

Přenášený krouticí moment:  $M_k = 11 \text{ Nm}$

Délka drážkování:  $l = 20 \text{ mm}$

Sražení hran drážek:  $f = 0,1 \text{ mm}$

Počet zubů:  $z = 6$



Obr.75- Drážková hřídel

Při kontrole na otláčení se zkoumá velikost tlaku na bok zubu. Ten nesmí přesáhnout dovolenou mez pro daný materiál. Při výpočtu se uvažuje, že jen s 3/4 celkové plochy všech zubů přenášející zatížení.

$$p_1 = \frac{F_1}{f' \cdot l} \leq p_d \quad [5.18]$$

$$p_d = \frac{R_m}{b} \cdot c_{III} = \frac{980}{1,5} \cdot 0,45 = 294 \text{ MPa} \quad [5.19]$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{\frac{D+d}{2}} = \frac{2 \cdot 11000}{\frac{16+13}{2}} = 1517,24 \text{ Nm} \quad [5.20]$$

$$h' = h - 2 \cdot f = 1,5 - 2 \cdot 0,1 = 1,3 \text{ mm} \quad [5.21]$$

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot h' = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot 1,3 = 5,85 \text{ mm} \quad \text{Účinná plocha drážek o délce 1 mm}$$

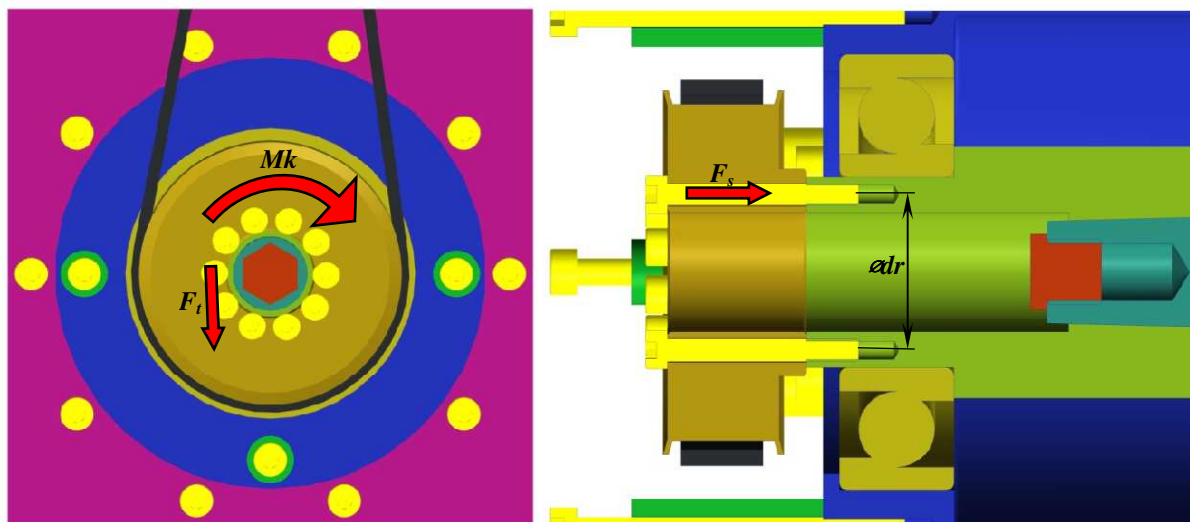
$$p_1 = \frac{F_1}{f' \cdot l} = \frac{1517,24}{5,85 \cdot 20} = 12,9 \text{ MPa} \quad [5.22]$$

$p_1 \leq p_d \Rightarrow$  Pevnostní podmínka je splněna

**Kontrola šroubu držících velkou řemenici**

Řemenice je na zadní čelo Morse dutiny připevněna deseti šrouby M4x40 na roztečném průměru  $d_r = 28,5 \text{ mm}$ . Hloubka závitů v Morse dutině je  $l = 15 \text{ mm}$ . Na obr.76 je znázorněno silové působení.





Obr.76- Upevnění řemenice

Na větší řemenici působí dvojnásobný kroutící moment, nežli na menší řemenici. Proti působení kroutícího momentu působí třecí síla, která je normálou osové síly ve šroubu. Součinitel smykového tření ocel-ocel je  $f = 0,15$  [9].

Aby nedošlo k prokluzu mezi řemenicí a Morse dutinou musí platit:

$$F_s \leq F_t \quad [5.23]$$

$$F_t = \frac{M_k}{\frac{d_f}{2}} = \frac{22000}{\frac{28,5}{2}} = 1543,86 \text{ N} \quad [5.24]$$

$$F_s = F_t \cdot f = 1543,86 \cdot 0,15 = 231,58 \text{ N} \quad [5.25]$$

Abychom dostali sílu na jeden šroub, je potřeba sílu  $F_s$  podělit počtem šroubů  $i=10$ .

$$F_{s1} = \frac{F_s}{i} = \frac{231,58}{10} = 23,16 \text{ N} \quad [5.26]$$

Následně provedeme pevnostní kontrolu šroubu na tah.

Nosný průměr šroubu:  $d_3 = 3,141 \text{ mm}$

Pevnostní třída šroubu: 8.8

$$\sigma_{ts1} \leq \sigma_{Ds1} \quad [5.27]$$

$$\sigma_{Ds1} = \frac{R_m}{b} = \frac{800}{2} = 400 \text{ MPa} \quad [5.28]$$

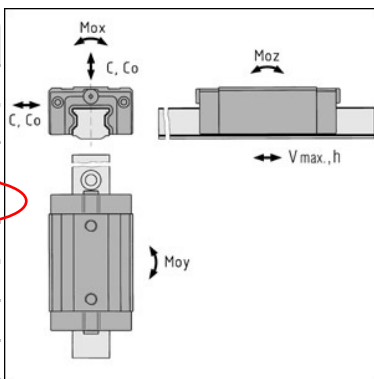
$$\sigma_{ts1} = \frac{F_{s1}}{S} = \frac{F_{s1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{23,16}{\frac{\pi \cdot 3,141^2}{4}} = 2,9 \text{ MPa} \quad [5.29]$$

Pevnostní podmínka je splněna. Šroub je namáhán kombinovaným zatížením a to jak tahovým, tak i krutem od utažení. Velikost krutové složky namáhání tvoří cca 1/3 osové síly ve šroubu. Jelikož osová síla vyšla velice malá, kontrolu na krut zanedbávám.

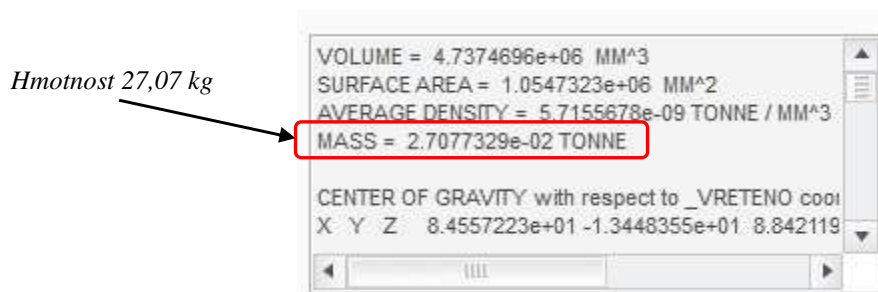
### Kontrola únosnosti kuličkových vozíku

Podle katalogů ITEM je dynamická nosnost kuličkového vozíku PS-15 7200 N.

	PS 4-15	PS 4-25
$F_v = F_c$	1,000 N *	2,500 N
$M_{L_1}$	15 Nm	60 Nm
$M_{L_2} = M_{L_3}$	10 Nm	25 Nm
$C$	7,200 N	17,900 N
$C_{ij}$	14,500 N	37,000 N
$v_{max}$	5 m/s	5 m/s
$\theta$	-40 - +100 °C	-40 - +100 °C
$h_{min}$	40 mm	60 mm



Obr.77- Parametry kuličkových vozíků ITEM [14]



Obr.78- Hmotnost sestavy vřetene

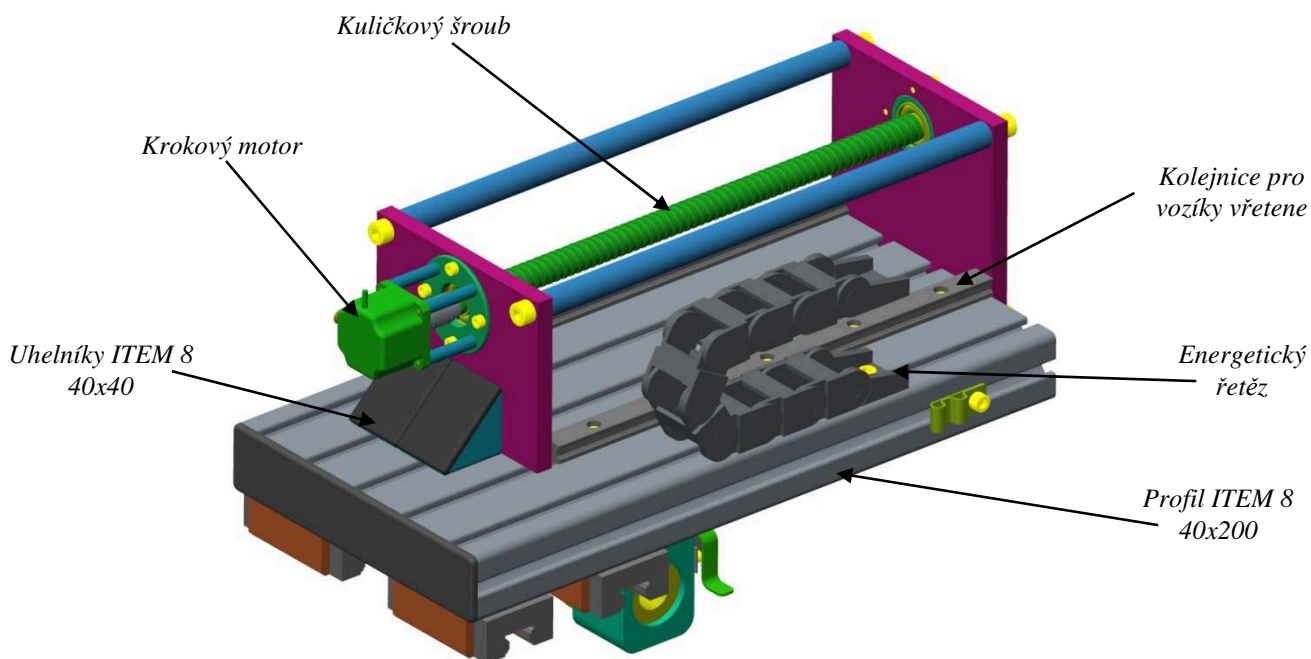
Pomocí softwaru Creo byla spočtena hmotnost celého vřetene. Z tohoto údaje můžeme zjistit zatížení jednoho vozíčku  $F_v$ .

$$F_v = \frac{m_{vřetene} \cdot g}{4} = \frac{27,07 \cdot 9,81}{4} = 66,4 \text{ N} \quad [5.30]$$

Z výpočtů je patrné že, zatížení vozíku je velice malé a tudíž vyhovují provoznímu zatížení.

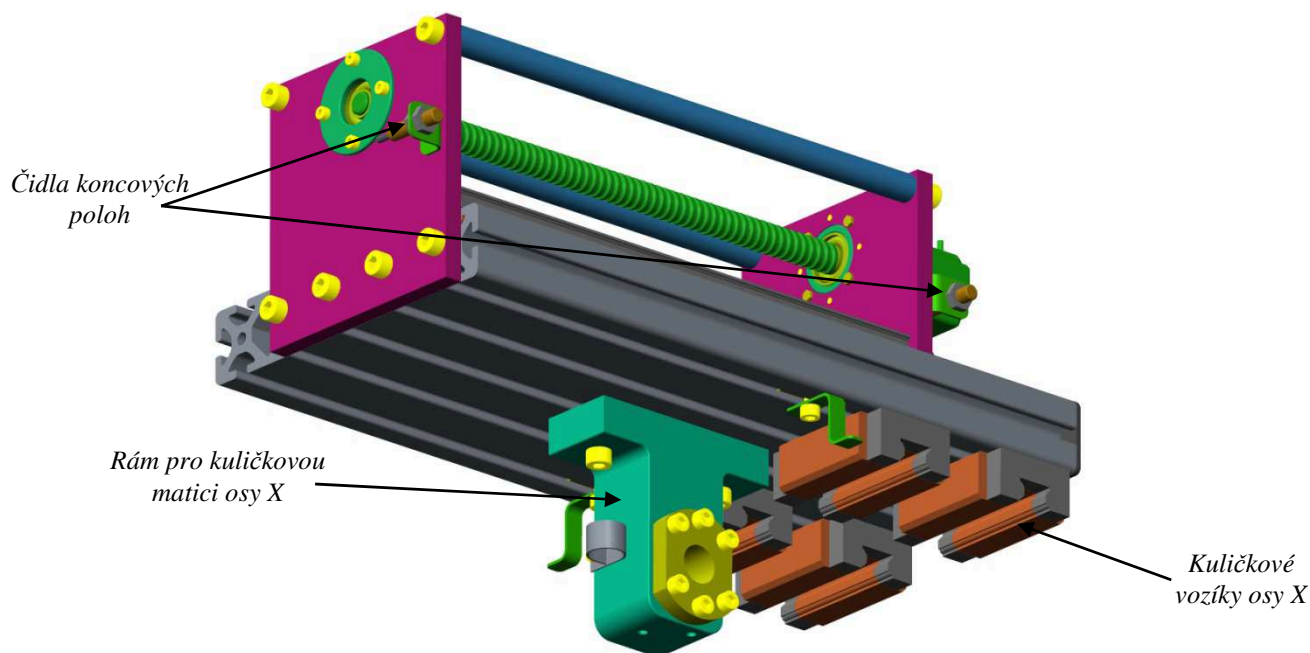
### 7.2.2 Konstrukční návrh osy Z

Osa Z polohuje s vřetenem ve směru díry v profilu. Skládá se z profilu ITEM 8 200x40, ten je společnou částí i pro osu X, a na jeho horní straně jsou připevněny kolejnice a po nich se pohybují kuličkové vozíky vřetene (obr.79). Na předním čele profilu je připevněna hliníková deska ve které je umístěn ložiskový domek kuličkového šroubu. Druhá deska je připevněna pomocí dvou uhelníků ITEM 8 40x40 v zadní části profilu. Obě hliníkové desky jsou spolu spojeny distančními tyčkami pro vyšší tuhost. Zadní deska slouží taktéž pro uchycení ložiskového domku kuličkového šroubu a zároveň se k ní připojuje krokový motor, který šroub pohání. Spojení motoru a šroubu zajišťuje spojka WKAK 5/5. Dále je na profilu umístěn energetický řetěz, který slouží pro vedení kabeláže a pneumatiky. Spodní strana profilu slouží pro připevnění kuličkových vozíků osy X a je zde umístěn i rám pro kuličkovou matici osy X.



Obr.79- Osa Z

Podle kalkulátoru firmy ITEM je průhyb profilu ITEM 8 40x200 menší než 0,03 mm při nejvyšším zatížení respektive při plném vysunutí osy Z.



Obr.80- Osa X

### Dimenzování pohonu osy Z

Rychlost polohování v ose Z se odvíjí od otáček při řezání závitu. To znamená, že posuv na otáčku musí odpovídat stoupání závitu. Z tab.14 a hodnot stoupání jednotlivých velikostí závitů byly určeny minimální potřebné rychlosti v posuvu v ose Z. Otáčky byly poté vynásobeny stoupáním příslušného závitu a tím byly získány hodnoty posuvů.

<i>Velikost závitníku</i>	<i>Minimální potřebná rychlost posuvu [mm/s]</i>
<i>M12x1,75</i>	<i>5,83</i>
<i>M10x1,5</i>	<i>4,99</i>
<i>M8x1,25</i>	<i>10</i>
<i>M6x1</i>	<i>12,5</i>
<i>M5x0,8</i>	<i>10</i>

Tab.14- Potřebné rychlosti posuvu

Pro pohon osy Z byl zvolen kuličkový šroub od firmy HIWIN s vnějším průměrem  $d = 16 \text{ mm}$  a roztečí  $P = 5 \text{ mm}$ .

Pro dimenzování motoru byly zvoleny tyto parametry:

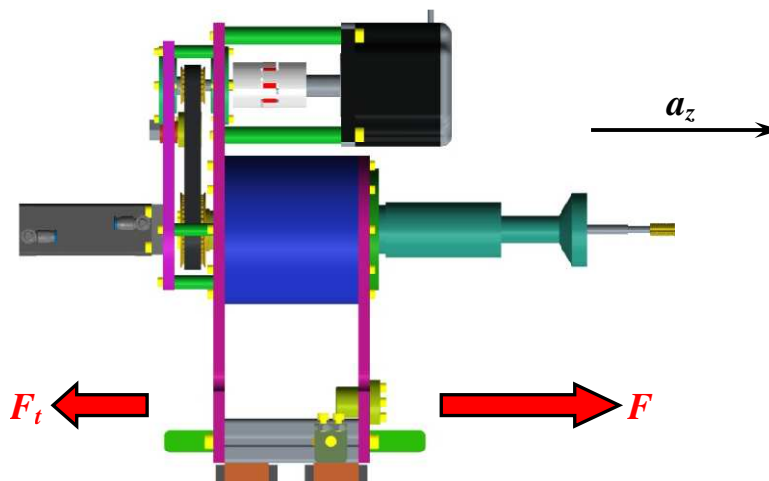
Čas zrychlení a zpomalení:  $t_{rz} = t_{bz} = 0,1 \text{ s}$

Rychlost posuvu:  $v_z = 0,05 \text{ m/s}$

Z těchto parametrů byla vypočtena hodnota zrychlení:

$$a_z = \frac{v_z}{t_{rz}} = \frac{0,05}{0,1} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad [5.31]$$

Z pohybové rovnice byla získána potřebná síla pro pohyb osy Z daným zrychlením.



Obr.81- Rozložení sil

Proti směru pohybu působí třecí síla, která je vyvozována stíracími deskami kuličkových vozíků. Podle katalogu ITEM je velikost síly bez ohledu na zatížení pro jeden vozík 10N.

$$m_{\text{vřetene}} \cdot a_z = \sum_{i=1}^n F_i \quad [5.32]$$

$$m_{\text{vřetene}} \cdot a_z = F - F_t \Rightarrow F = m_{\text{vřetene}} \cdot a_z + F_t = 27,07 \cdot 0,5 + 40 = 53,53 \text{ N} \quad [5.33]$$

Síla potřebná pro pohyb vřetene je 53,53 N.

Hnací krouticí moment pro převod rotačního pohybu na přímočarý

$$M_z = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{53,53 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 0,048 \text{ Nm [15]} \quad [5.34]$$

$F$ - Axiální síla působící na matici [N]

$P$ - Stoupání závitu [mm]

$\eta$ - Účinnost (standardně 0,88)

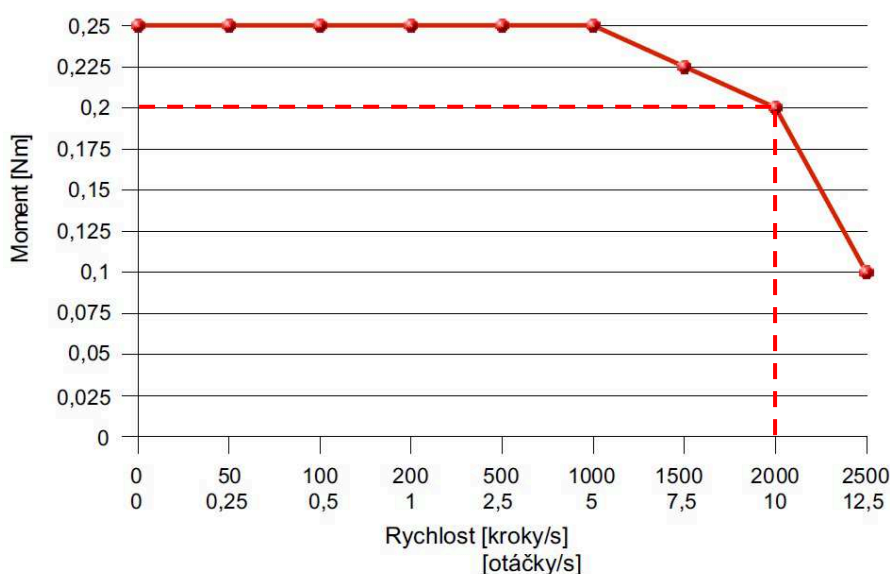
Ze stoupání kuličkového šroubu a požadované posuvné rychlosti jsem si odvodil otáčky šroubu při kterých musí motor vyvodit spočtený moment.

$$n_m = \frac{v_z}{P} = \frac{0,05}{0,005} = 10 \text{ s}^{-1} \quad [5.35]$$

Na základě vypočtených hodnot byl vybrán krokový motor od firmy Microcon **SX16-0402**

Řada SX - příruba NEMA17							
Typ	Staťkový moment (Nm)	Jmenovitý proud (A)	Indukčnost (mH)	Odpor (Ω)	Zbytkový moment (Nm)	Moment setrvačnosti rotoru (gcm <sup>2</sup> )	Hmotnost (kg)
	bipol. napájení, celokrok, jmen. proud v obou fázích	sériově / paralelní zapojení	sériově / paralelní zapojení	sériově / paralelní zapojení			
SX16-0301 / SX16-0301D	0,11	0,35 / -	30 / -	26 / -	0,005	11	0,12
<b>SX16-0402</b>	<b>0,21</b>	<b>0,4 / -</b>	<b>32 / -</b>	<b>30 / -</b>	<b>0,012</b>	<b>20</b>	<b>0,18</b>

Obr.82- Základní parametry motoru SX16-0402 [ ]

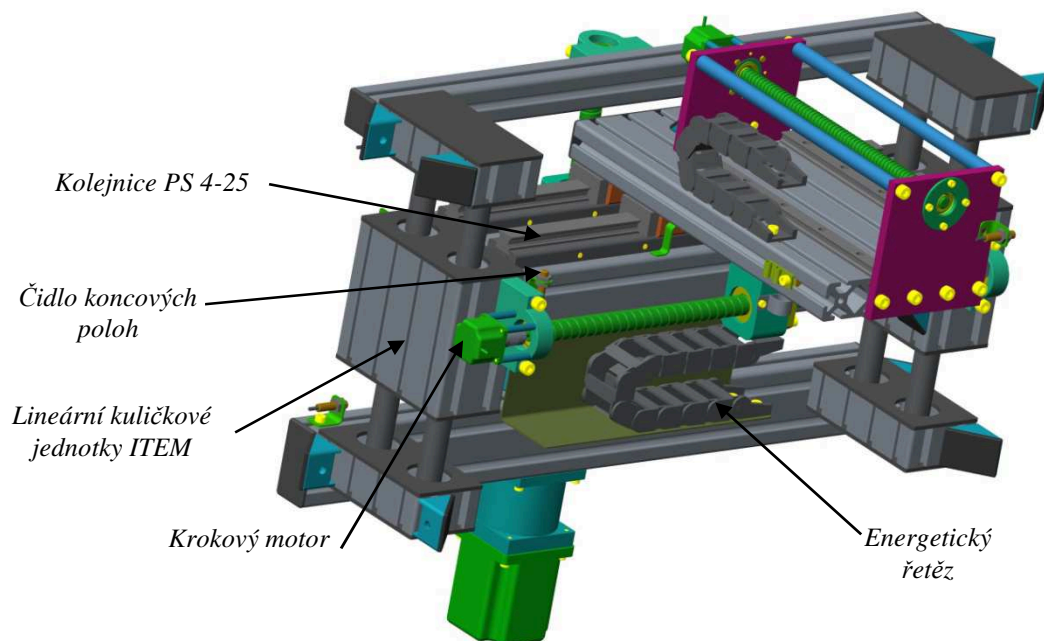


Obr.83- Momentová charakteristika motoru SX16-0402 [12]

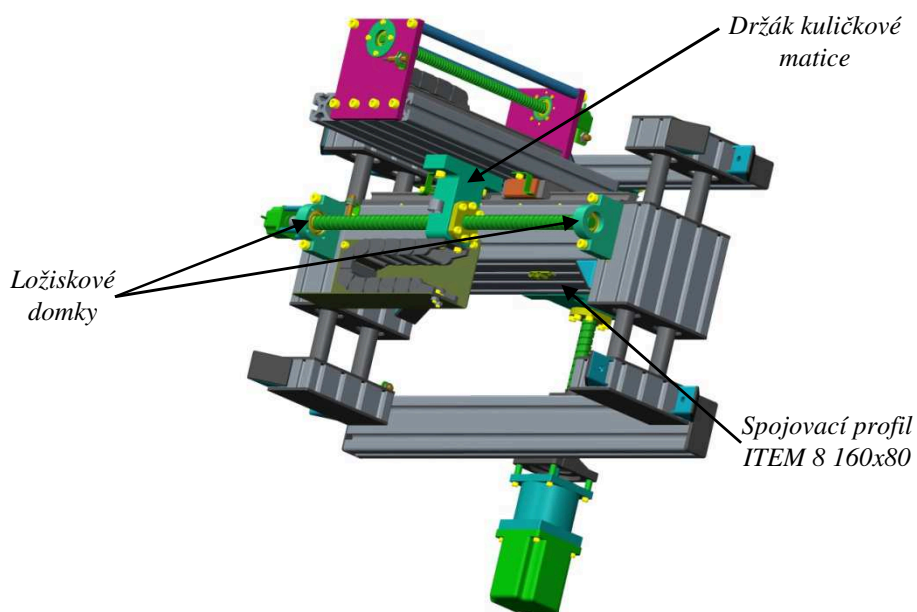
S ohledem na to aby u motoru nedošlo k přeskočení kroku byl vybrán motor, který bude mít při daných otáčkách minimálně dvojnásobný krouticí moment. Z momentové charakteristiky na obr.83 vyplývá, že vybraný motor je zhruba čtyřnásobně předimenzován takže ho lze označit za plně vyhovující.

### 7.2.3 Konstrukční návrh osy X

Osa X má s osou Z některé díly společné a to hlavně profil ITEM 8 200x40, na jehož spodní straně je umístěna matice a kuličkové vozíky ITEM PS 4-25, které se pohybují po kolejnicích umístěných na spojovacím profilu ITEM 8 160x80, spojujícím obě kuličkové lineární jednotky ITEM. K pohyblivým částem těchto jednotek jsou připevněny ložiskové domky pro uložení kuličkového šroubu HIWIN s jmenovitým průměrem  $d = 20$  mm a stoupáním závitu  $P = 10$  mm. Tento šroub pohání krokový motor připevněný pomocí distančních válečků k ložiskovému domku. Na spojovacím profilu je dále připevněn plech, který slouží jako podpora pro energetický řetěz ve kterém je vedena kabeláž a pneumatika.

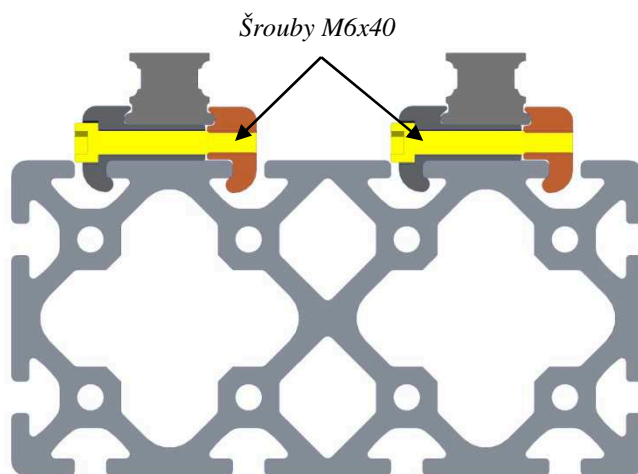


Obr.84- Osa X



Obr.85- Osa X



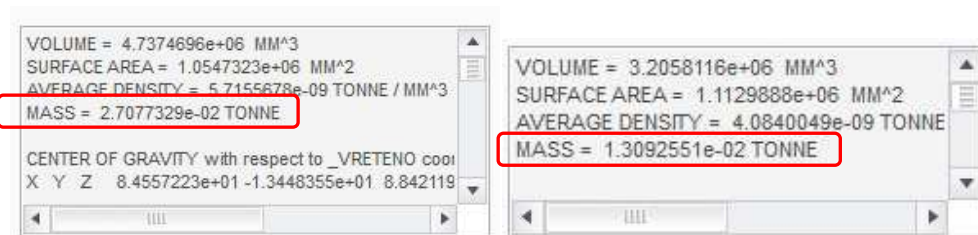


Obr.86- Způsob připevnění kolejnic

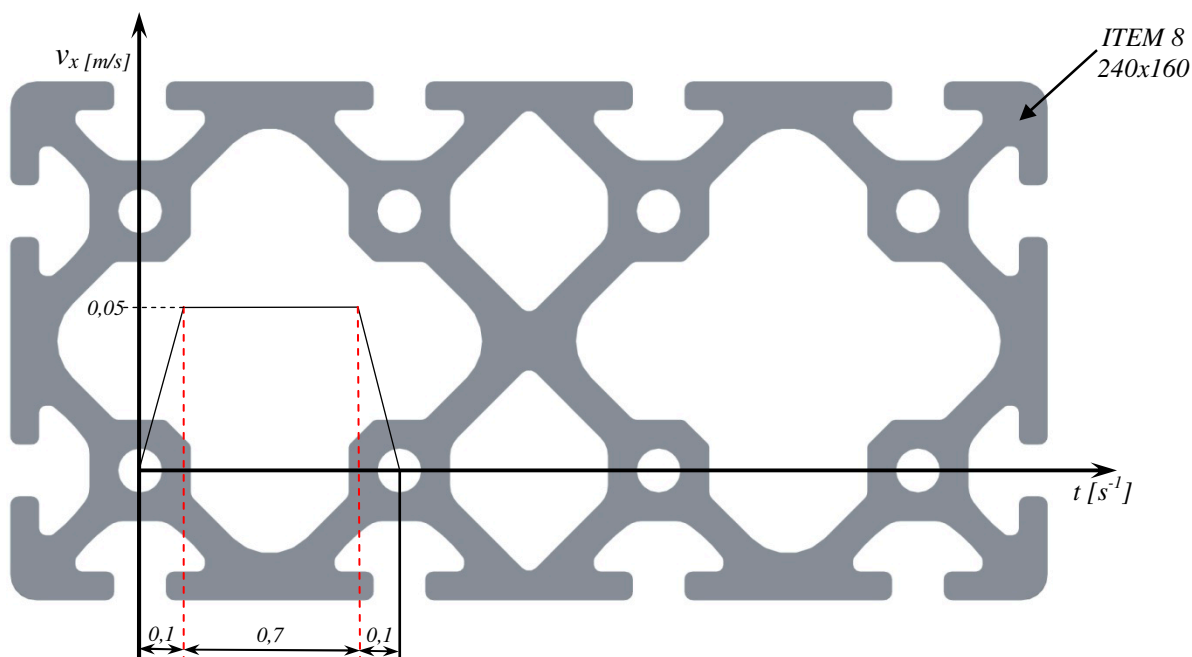
Na obr.86 je znázorněno, jak jsou kolejnice připojeny k profilu.

### Dimenzování pohonu osy X

Pro návrh pohonu je důležitá celková hmotnost osy X, která se skládá z hmotnosti vřetene a hmotnosti samotné osy X. Hmotnostní parametry byly zjištěny analýzou v softwaru Creo. Hodnota rychlosti posuvu  $v_x$  a času zrychlení (zpomalení)  $t_r$  a  $t_b$  byla zvolena.



Obr.87- Hmotnostní parametry osy X



Obr.88- Ukázka rychlostí posuvů v ose X pro rozměrovou řadu ITEM 8



Hmotnost osy X:

$$m_c = m_v + m_x = 27,07 + 13,09 = 40,16 \text{ kg}$$

Čas zrychlení a brždění.

$$t_{rx} = t_{bx} = 0,1 \text{ s}^{-1}$$

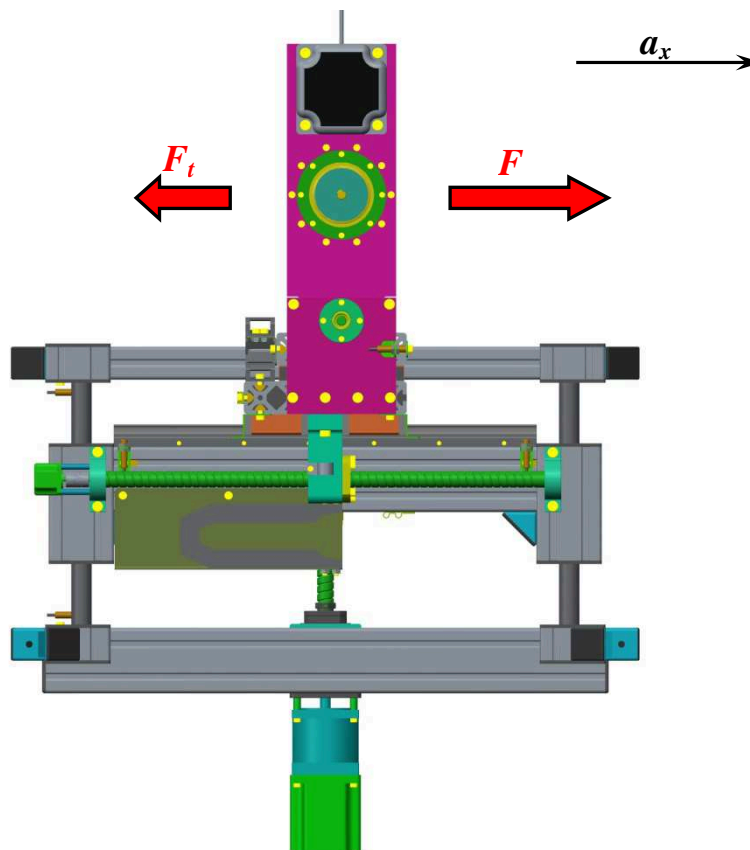
Rychlost posuvu volím:

$$v_x = 0,05 \text{ m/s}$$

Hodnotu zrychlení v ose x spočítám stejným způsobem jako pro osu z.

$$a_x = \frac{v_x}{t_{rx}} = \frac{0,05}{0,1} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad [5.36]$$

Zjišťování hodnoty síly se provede analogicky jako pro osu Z. V tomto případě také působí proti pohybu třecí síla, která je vyvozena stíracími deskami kuličkových vozíků a má stejnou hodnotu.



Obr.89- Rozložení sil

$$m_c \cdot a_x = \sum_{i=1}^n F_i \quad [5.37]$$

$$m_c \cdot a_x = F - F_t \Rightarrow F = m_c \cdot a_x + F_t = 40,16 \cdot 0,5 + 40 = 60,08 \text{ N} \quad [5.38]$$

Síla potřebná pro posuv v ose X je 60,08 N.

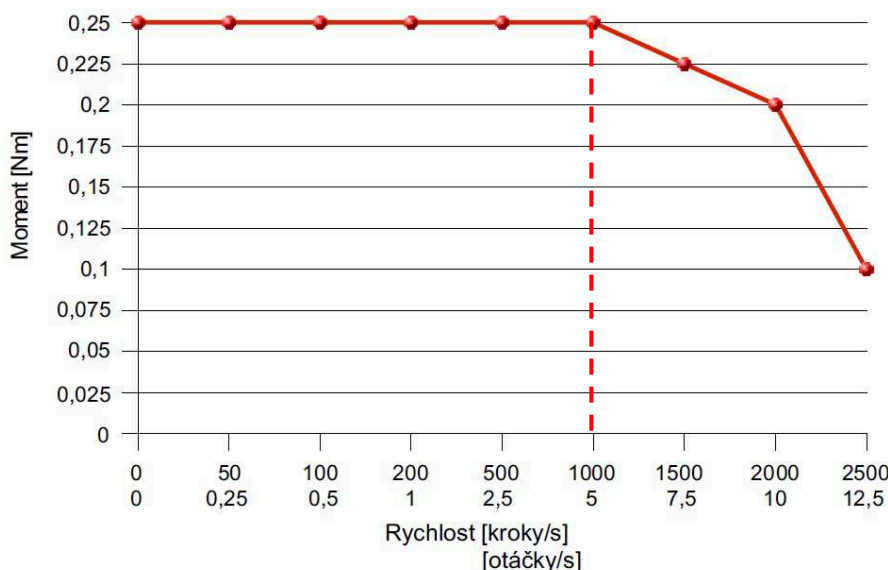
Hnací krouticí moment pro převod rotačního pohybu na přímočarý.

$$M_x = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{60,08 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 0,11 \text{ Nm} \quad [5.39]$$

Stejným způsobem jako v předchozím případě byly vypočteny otáčky šroubu při kterých musí motor vyvodit potřebný moment.

$$n_m = \frac{v_z}{P} = \frac{0,05}{0,01} = 5 \text{ s}^{-1} \quad [5.40]$$

Na základě vypočtených hodnot byl vybrán stejný krokový motor od firmy Microcon **SX16-0402** jako pro osu Z.

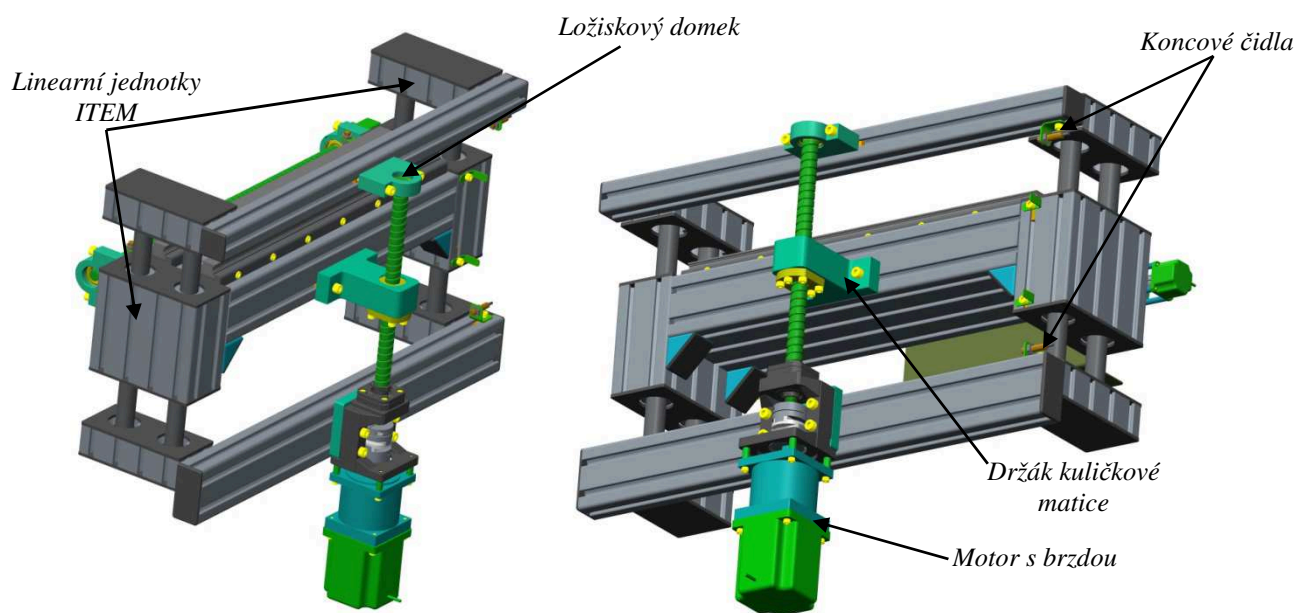


Obr.90- Momentová charakteristika motoru SX16-0402 [12]

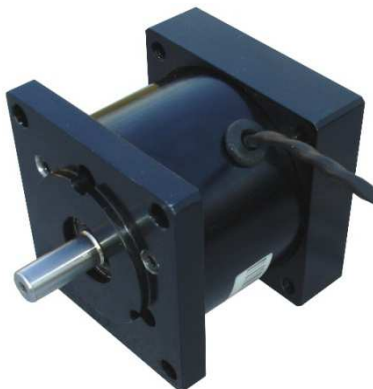
Podle momentové charakteristiky je vidět, že i když byl zvolen stejný motor jako u osy Z, pořád je jeho moment dvojnásobný, než je potřebný vypočtený moment. To by mělo zabezpečovat dostatečnou rezervu proti přeskočení kroku.

#### 7.2.4 Konstrukční návrh osy Y

Osu Y tvoří dvě lineární jednotky ITEM s vodícími tyčemi a kuličkovým vedením. Jsou postaveny naproti sobě a spojeny profilem ITEM 8 160x80. Na profilu jsou připevněny kolejnice po kterých se pohybuje osa X. Jednotky jsou dále spojeny ve své horní a spodní části hliníkovými profily, na niž je umístěn ložiskový domek a rám pro motor. Rám je od firmy HIWIN. Jelikož připojovací rozteče děr nesouhlasí se systémem ITEM, musela být k němu navržena připojovací podložka, aby se vyrovnala osová výška s ložiskovým domkem. Motor je opatřený brzdou, aby při výpadku proudu celá osa nesjela dolů. Při průchodu napětí brzdou je brzda povolena a při přerušení napětí brzda sepne. Motor pohání kuličkový šroub HIWIN s průměrem  $d = 20\text{mm}$  a stoupáním závitu  $P = 10\text{ mm}$ . Motor a šroub jsou spolu spojeny spojkou OLDHAM. Osa je taktéž opatřena koncovými čidly polohy.



Obr.91- Osa Y

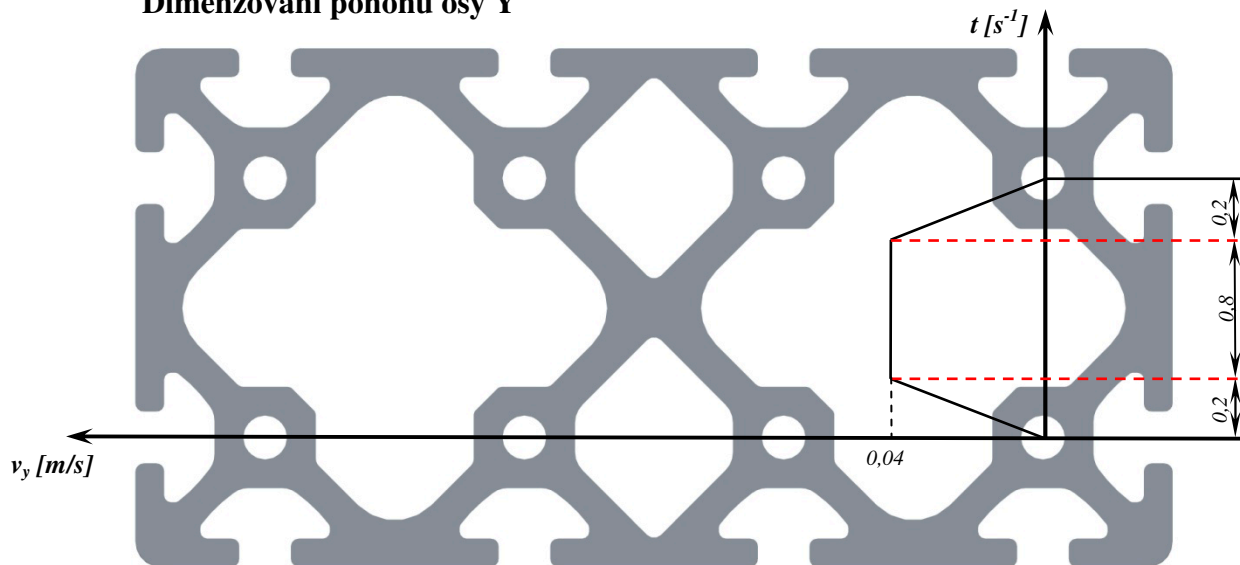


Obr.92- Brzda NEMA 34

#### Základní parametry brzdy

- Pracovní napětí: 24 V
- Statický moment: 1,68 Nm
- Proudový odběr: 0,25 A
- Moment setrvačnosti: 0,333 kg·cm<sup>2</sup>
- Průměr výstupní hřídele: 12,7 mm

## Dimenzování pohonu osy Y



Obr.93- Ukázka rychlostí posuvů v ose Y pro rozměrovou řadu ITEM 8

Pro osu Y bude potřeba nejsilnější pohon, jelikož musí překonávat gravitační tíhovou sílu. Proto byly zvoleny menší časy zrychlení a brzdění  $t_{ry}$  a  $t_{by}$ . A také nižší polohovací rychlost  $v_y$ . V tomto případě opět hraje důležitou roli hmotnost, se kterou polohujeme a ta bude pro osu Y nejvyšší.

Celková hmotnost osy y:

$$m_y = 70,16 \text{ kg}$$

Čas zrychlení a brzdění:

$$t_{ry} = t_{by} = 0,2 \text{ s}^{-1}$$

Rychlost posuvu volím:

$$v_x = 0,04 \text{ m/s}$$

Zrychlení v ose Y

$$a_y = \frac{v_y}{t_{ry}} = \frac{0,04}{0,2} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad [5.41]$$

Z pohybové rovnice se vypočte potřebná síla pro pohyb v ose Y.

$$m_y \cdot a_y = \sum_{i=1}^n F_i \quad [5.42]$$

$$m_y \cdot a_y = F_y - G = F_y - m_y \cdot g \Rightarrow F = (m_y \cdot a_y) + (m_y \cdot g) = (70,16 \cdot 0,2) + (70,16 \cdot 9,81) = 702,3 \text{ N} \quad [5.43]$$

Síla pro překonání zemské tíhy požadovaným zrychlením je 702,3 N.

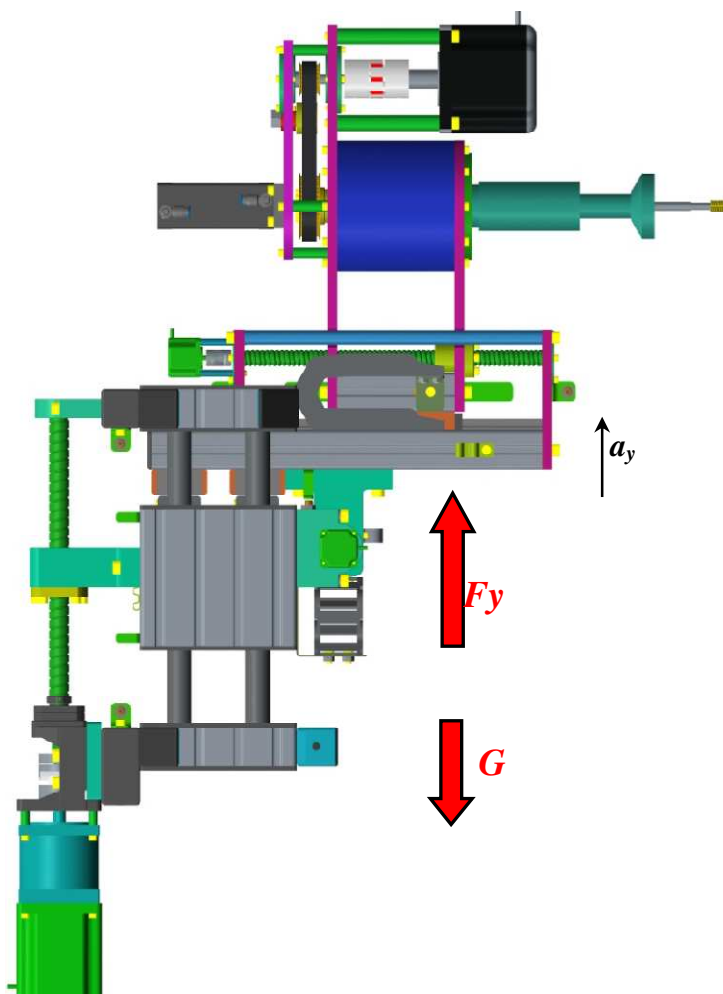
Hnací kroutící moment pro převod rotačního pohybu na přímočarý.

$$M_y = \frac{F_y \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{702,3 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,27 \text{ Nm} \quad [5.44]$$

Z výsledku se dá říci, že přídržný moment brzdy je dostatečný.

Otáčky motoru, při kterých musí být moment vyvozen.

$$n_m = \frac{v_y}{P} = \frac{0,04}{0,01} = 4 \text{ s}^{-1} \quad [5.45]$$



Obr.94- Skladba sil

Pro pohon osy Y byl zvolen krokový motor od firmy Microcon **SX34-2970**.

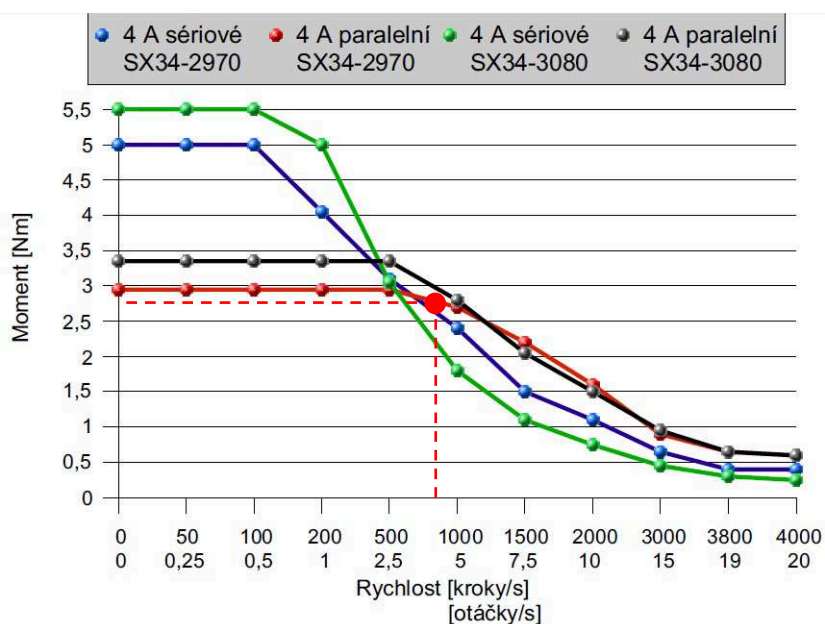
Řada SX - příruba NEMA34						
Typ	Statický moment (Nm)	Jmenovitý proud (A)	Indukčnost (mH)	Odpor (Ω)	Moment setrvačnosti rotoru ( $\text{kgm}^2 \times 10^{-3}$ )	Hmotnost (kg)
	bipol. napájení, celokrok, jmen. proud v obou fázích	sériově / paralelní zapojení	sériově / paralelní zapojení	sériově / paralelní zapojení		
SX34-2740D	4	2,75 / 5,5	14 / 3,5	1,68 / 0,42	0,14	2,3
SX34-2740N	5,3	2,75 / 5,5	14 / 3,5	1,68 / 0,42	0,14	2,3
SX34-2570P	7	2,5 / 5	22,4 / 5,6	1,9 / 0,47	0,27	4
<b>SX34-2970</b>	<b>7</b>	<b>2,9 / 5,8</b>	<b>16,4 / 4,1</b>	<b>1,5 / 0,375</b>	<b>0,18</b>	<b>3</b>

Obr.95- Základní parametry motoru SX34-2970 [12]

Z grafu na obr.97 je vidět, že moment při otáčkách motoru  $n_m = 4 \text{ s}^{-1}$  je zhruba 2,8 Nm, což je více než dvojnásobek potřebného momentu pro pohon osy Y. Výsledek byl ještě zkontrolován analýzou v Creu, podle které vyšlo že potřebný moment je 1,03 Nm. Tyto výsledky potvrdily, že vybraný motor je dostatečný pro pohon osy Y.



Obr.96- Kontrola vypočtených hodnot podle Crea



Obr.97- Momentová charakteristika motoru SX34-2970 [12]

### Kontrola vzpěrné tuhosti kuličkového šroubu

Kuličkový šroub může být namáhán pouze axiální silou působící v jeho ose. Při tahu ve šroubu kontrola odpadá. Jelikož šroub drží celou tíhu mechanismu, musí být provedena kontrola vzpěrné tuhosti. Vychází se z rovnice [5.43] ve které byla vypočtena osová síla ve šroubu. Kontrola je provedena metodikou firmy HIWIN.

Maximální dovolená teoretická axiální síla ve šroubu

 $F_k$ 

Maximální dovolená provozní axiální síla ve šroubu

 $F_{kmax}$ 

Koeficient závislosti na uložení

 $k_k = 2,05$ 

Průměr hřídele

 $d_k = 17,3 \text{ mm}$ 

Nepodepřená délka hřídele

 $l_k = 195 \text{ mm}$ 

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^3} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{17,3^4}{195^3} \cdot 10^5 = 482913 \text{ N [15]} \quad [5.46]$$

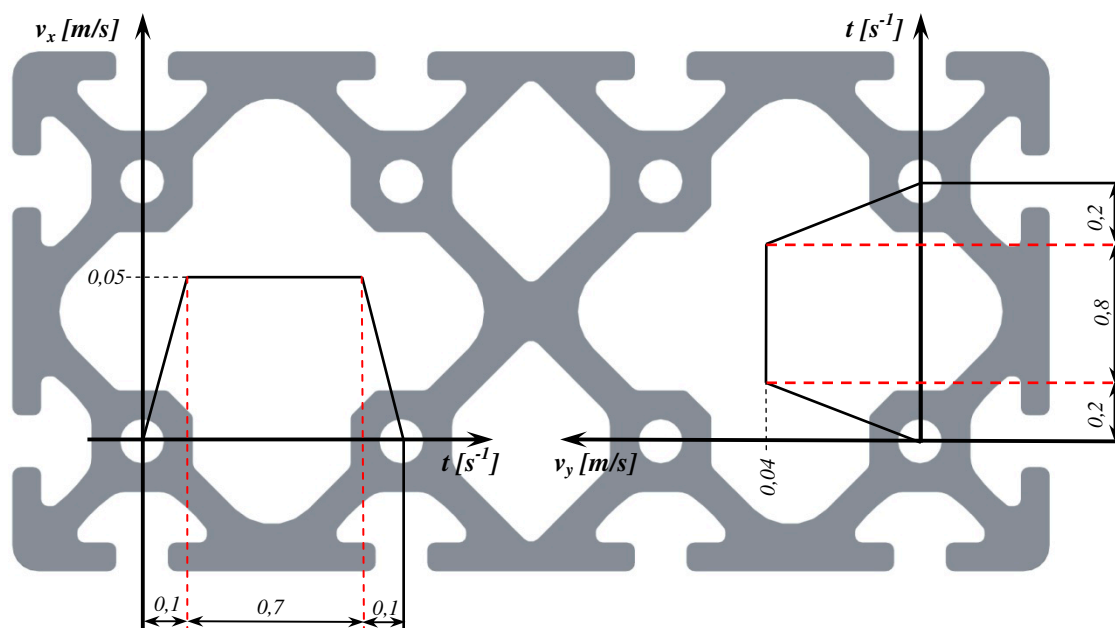
$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 482913 \cdot 0,5 = 241456 \text{ N [15]} \quad [5.47]$$

$$F_{kmax} < F_y \quad [5.48]$$

Z výpočtu plyne, že síla zatěžující šroub je mnohonásobně menší než dovolená síla ve šroubu, tudíž šroub vyhovuje danému zatížení.

### 7.2.5 Strojní časy

Podle zvolených a vypočtených hodnot v předchozích odstavcích lze spočítat strojní časy pro obráběné profily. Při obrábění v ose Z byla zvolena počáteční poloha nástroje 10 mm před čelem profilu, tím naroste celková dráha o 20 mm.



Obr.98- Časy při obrábění rozměrová řada 8

Příklad výpočtu pro rozměrovou řadu 8.

Čas zrychlení a brždění v ose X

 $t_{rx} = 0,1 \text{ s}$ 

Rychlost posuvu v ose X

 $v_x = 0,05 \text{ m/s}$ 

Velikost zrychlení

 $a_x = 0,5 \text{ m/s}^2$ 

Celková dráha (řada 8):

 $s = 0,04 \text{ m}$ 

Dobu pohybu konstantní rychlostí spočítáme z celkové dráhy.

$$s = 2 \cdot \left( \frac{1}{2} a_x \cdot t_r^2 \right) + v_x \cdot t_{kons.} \quad [5.49]$$



$$t_{\text{kons.}} = \frac{s - (a_x \cdot t_r^2)}{v_x} = \frac{0,04 - (0,5 \cdot 0,1^2)}{0,05} = 0,7 \text{ s} \quad [5.50]$$

Celkový čas posuvu mezi jednotlivými dírami v ose X je součtem časů rozběhu, brzdění a rovnoměrného pohybu.

$$t_{\text{cx}} = t_r + t_b + t_{\text{kons.}} = 0,1 + 0,1 + 0,7 = 0,9 \text{ s} \quad [5.51]$$

Tento výpočet byl proveden pro všechny rozměrové řady a výsledky zapsány do tabulky.

<i>Velikostní řada profilu</i>	<i>Čas posuvu mezi jednotlivými dírami v ose x [s]</i>
<b>ITEM 5</b>	<b>0,5</b>
<b>ITEM 6</b>	<b>0,7</b>
<b>ITEM 8</b>	<b>0,9</b>
<b>ITEM 10</b>	<b>1,1</b>
<b>ITEM 12</b>	<b>1,3</b>

Tab.15- Strojní časy posuvů pro osu X

Stejným způsobem byly určeny strojní časy pro osu Y.

Čas zrychlení a brzdění v ose X  $t_{rx} = 0,2 \text{ s}$   
 Rychlost posuvu v ose X  $v_x = 0,04 \text{ m/s}$   
 Velikost zrychlení  $a_x = 0,2 \text{ m/s}^2$   
 Celková dráha (řada 8):  $s = 0,04 \text{ m}$

$$s = 2 \cdot \left( \frac{1}{2} a_y \cdot t_r^2 \right) + v_y \cdot t_{\text{kons.}} \quad [5.52]$$

$$t_{\text{kons.}} = \frac{s - (a_y \cdot t_r^2)}{v_y} = \frac{0,04 - (0,2 \cdot 0,2^2)}{0,04} = 1,2 \text{ s} \quad [5.53]$$

Celkový čas posuvu mezi jednotlivými dírami v ose y je součtem časů rozběhu, brzdění a rovnoměrného pohybu.

$$t_{\text{cy}} = t_r + t_b + t_{\text{kons.}} = 0,2 + 0,2 + 0,8 = 1,2 \text{ s} \quad [5.54]$$

Tento výpočet byl proveden pro všechny rozměrové řady a výsledky zapsány do tabulky.

<i>Velikostní řada profilu</i>	<i>Čas posuvu mezi jednotlivými dírami v ose y [s]</i>
<b>ITEM 5</b>	<b>0,7</b>
<b>ITEM 6</b>	<b>0,95</b>
<b>ITEM 8</b>	<b>1,2</b>
<b>ITEM 10</b>	<b>1,45</b>
<b>ITEM 12</b>	<b>1,7</b>

Tab.16- Strojní časy posuvů pro osu Y

Počáteční bod obrábění byl zvolen 10 mm před čelem profilů, tudíž je při výpočtu potřeba přičíst k celkové dráze ještě 20 mm.

Celková dráha pro vyřezání jednoho profilu (příklad pro řadu ITEM 8).

$$s_{\text{celková}} = 2 \cdot h_{\text{závitů}} + 2 \cdot \text{příděvek} \quad [5.55]$$

$$s = 2 \cdot 16 + 2 \cdot 10 = 52 \text{ mm} \quad [5.56]$$

Stejný výpočet byl proveden pro všechny velikostní řady.

Dle tab.13 hodnoty stoupání v jednotlivých velikostích závitů byly vypočteny potřebné časy pro vyřezání jednoho závitu.

Počet otáček potřebných pro vyřezání závitu:  $z$

$$z = \frac{s_{\text{celková}}}{P_{\text{závitů}}} \quad [5.57]$$

$$t_{\text{cz}} = \frac{z}{n} = \frac{41,6}{8} = 5,2 \text{ s} \quad [5.58]$$

Výsledky byly zapsány do tabulky

<b>Rychlost řezání jednoho závitu (tam i zpět+ 10mm )</b>	
<b>Velikostní řada profilu</b>	<b>Čas řezání jednoho závitu[s]</b>
<b>ITEM 5 M5x12 (44 mm)</b>	<b>3,52</b>
<b>ITEM 6 M6x15 (50 mm)</b>	<b>4</b>
<b>ITEM 8 M8x16 (52 mm)</b>	<b>5,2</b>
<b>ITEM 10 M10x22 (64 mm)</b>	<b>12,8</b>
<b>ITEM 12 M12x30 (80 mm)</b>	<b>13,72</b>

Tab.17- Doby řezání jednoho závitu

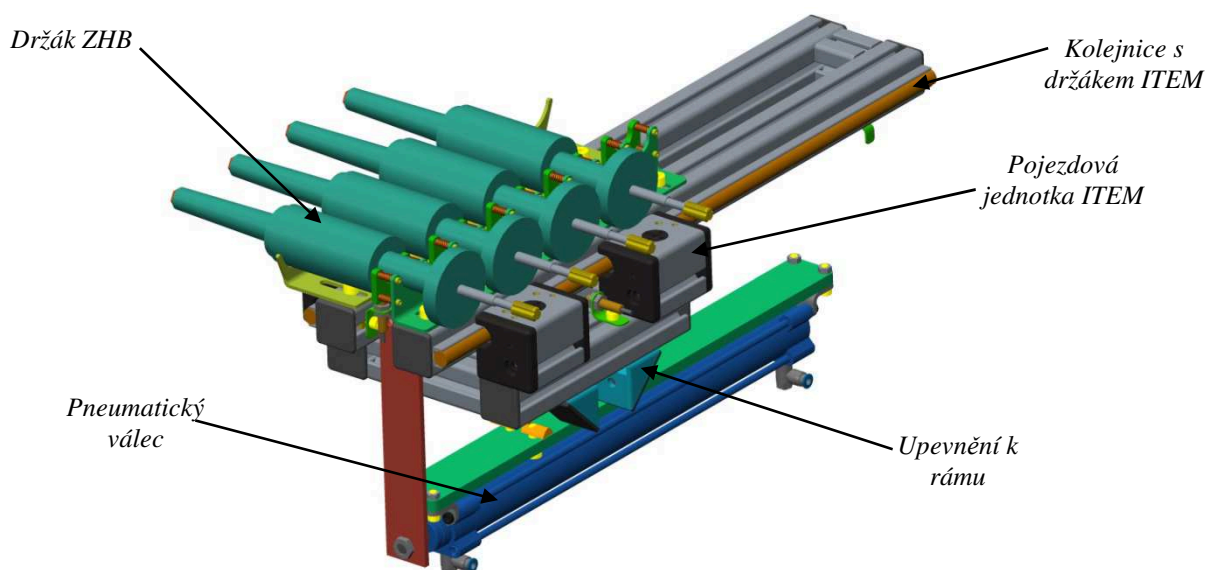
Protože nebyly k dispozici přesnější informace o strojních časech starého stroje, byla přibližná hodnota změřena z natočeného videa, které bylo pořízeno ve firmě Haberkorn Ulmer. Z videa byl odečten čas potřebný pro vyřezání závitů do profilu ITEM 8 80x40 na 26 s.

Z vypočtených hodnot vyplývá, že při použití navrženého technického řešení by stejná úloha trvala pouhých 12,2 vteřiny. Jedná se tedy o zhruba dvojnásobnou úsporu času pro řezání.

### 7.3 Výměna nástrojů

Výměna nástrojů je zajištěna pomocí zásobníku, který se vysouvá do pracovního prostoru vřetene a pomocí posuvů dojde k výměně nástroje (obr.99). Zásobník se skládá ze dvou částí. Tou první je pevná část, která je přichycena k rámu stroje a druhá část je v té pevné posuvně uložena pomocí pojezdových jednotek ITEM. Pevná část je stou posuvnou spojena deskou připojenou k pneumatickému válci, který zajišťuje vysunutí.

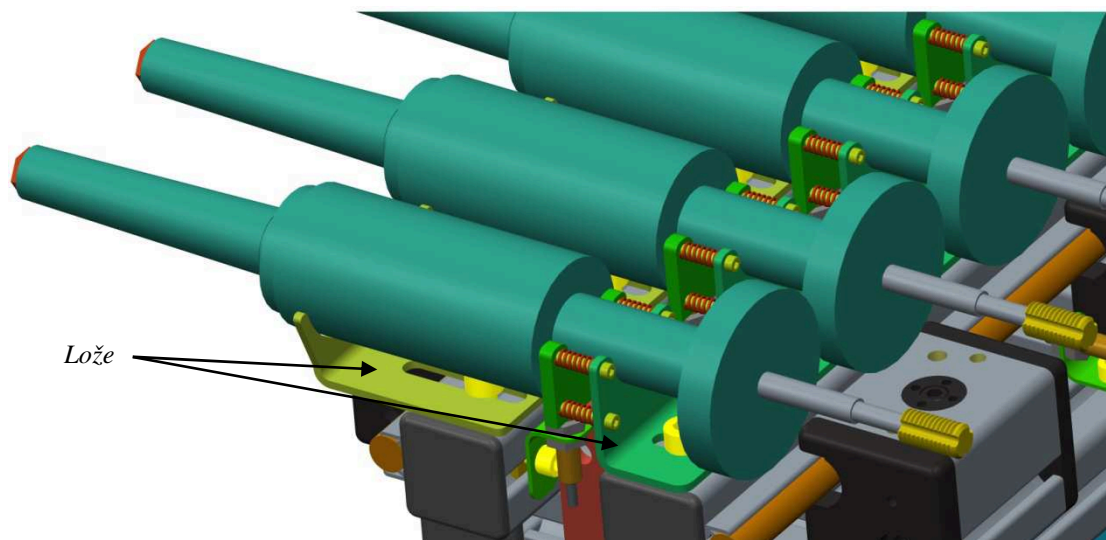
Dále se na posuvné části nacházejí lože, do kterých vřeteno odkládá nástroje. Vzhledem k tomu že při nastavování povoleného přenášeného kroutícího momentu na držácích ZHB tento držák mírně mění své vnější rozměry, bylo lože konstruováno tak, aby se dalo přizpůsobit držáku ZHB.



Obr.99- Zásobník nástrojů

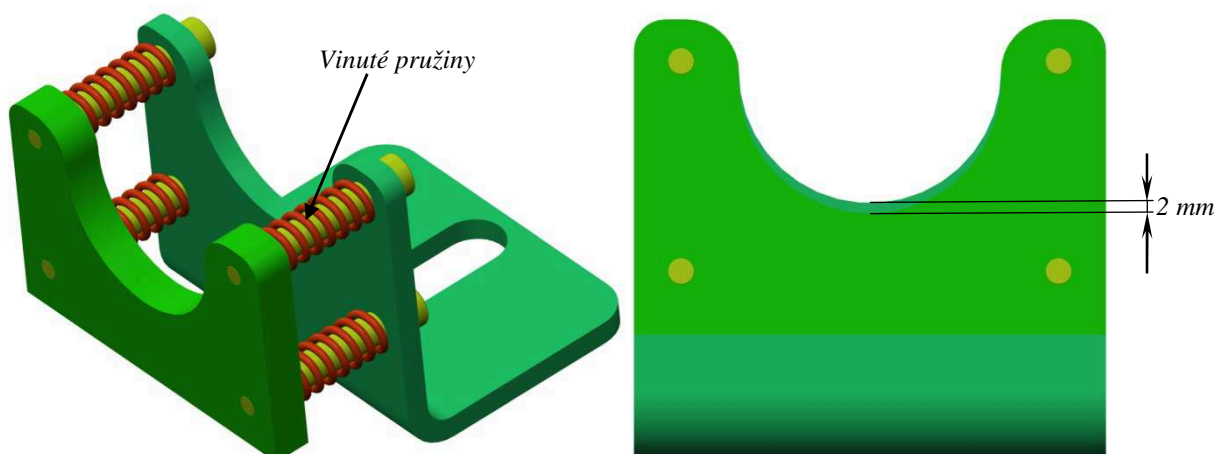
Důležitou podmínkou pro výměnu nástrojů byla nutnost pružného uložení držáku, který by dovoľoval mírný posuv v ose Z. Důvod proč by tomu tak mělo být je, že motor posuvu by neměl tlačit vřeteno proti pevné překážce, aby nedošlo ke ztrátě kroku a následným nepřesnostem v polohování.

Tento problém byl vyřešen tak, že opěrná deska předního lože je uložena posuvně na čepech a na těchto čepech jsou vinuté pružiny, které se stlačují při narážení nástroje do Morse dutiny.



Obr.100- Lože pro ZHB

Aby se tíha držáku nepřenesla na čepy a neohýbala je, výřez v přední posuvné desce je z toho důvod o 2 mm větší, než v té pevné. Vzdálenost mezi deskami je 15 mm nicméně se tato vzdálenost může měnit výměnou čepů o jiné délce.



Obr.101- Posuvné lože

Díky tomu, že bylo použito vinutých pružin můžeme přesně určit sílu při zatlačování do Morse dutiny, podle délky stlačení pružiny. Návrh pružiny byl proveden pomocí softwaru Mitcalc.

### Návrh pružiny

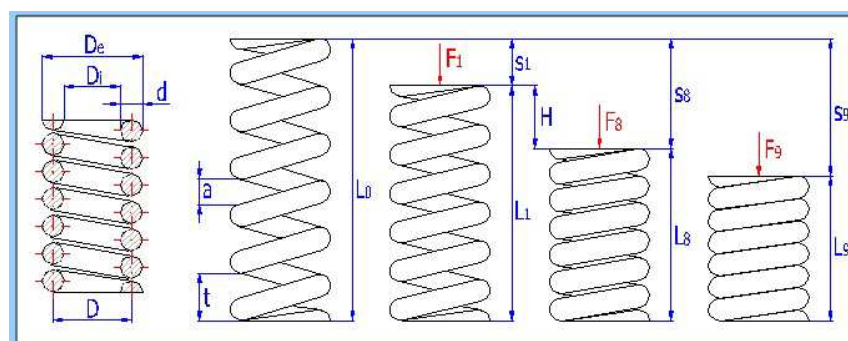
Maximální síla vyvozená při natlačení nástroje do Morse dutiny byla zvolena jako  $F_8 = 200 \text{ N}$ . Vzdálenost desek je 15 mm z toho byl zvolen maximální pracovní zdvih pružiny  $H = 5 \text{ mm}$ . Průměr čepu je  $d = 4 \text{ mm}$  z toho plyne, že minimální vnitřní průměr pružiny by měl být o něco málo větší. Průměr byl zvolen na  $d_{\min} = 4,1 \text{ mm}$ . Jelikož jsou použity čtyři pružiny požadovaná síla pro jednu je 50 N.

3.1 Požadované parametry pracovního cyklu		Odch. [%]		
3.2 Maximální pracovní zatížení	$F_8$	50,0	10,0	[N]
3.3 Minimální pracovní zatížení	$F_1$	5,0	30,0	[N]
3.4 Délka plně zatížené pružiny	$L_8$	10,0	10,0	[mm]
3.5 Požadovaný pracovní zdvih pružiny	$H$	5,0	0,0	[mm]
3.6 Délka předpružené pružiny	$L_1$	15	6,67	[mm]

The diagrams illustrate the geometry and loading of a helical spring. The left diagram shows a cross-section with outer diameter  $D_e$  and inner diameter  $D_i$ . The right diagram shows two states: an uncompressed state with force  $F_1$  and a compressed state with force  $F_8$ . The compressed state shows a height  $H$  and a length  $L_8$ . The total length of the pre-compressed spring is  $L_1$ .

Obr.102-Počáteční podmínky pro výpočet



Obr.103- Schéma pružiny

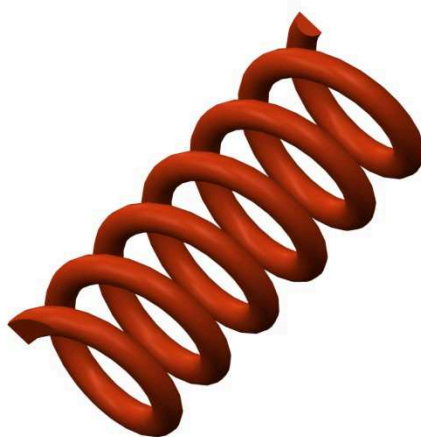
4.2	<b>Zatížení pružiny</b>			
4.3	Minimální pracovní zatížení	$F_1$	5,20	[N]
4.4	Maximální pracovní zatížení	$F_8$	49,40	[N]
4.5	<b>Rozměry pružiny</b>			
4.6	Střední průměr pružiny	$D$	5,07	[mm]
4.7	Doporučené meze průměru drátu	$d_{min} / d_{max}$	0,50   1,27	[mm]
4.8	Průměr drátu	$d$	0,95	[mm]
4.9	Vnější / vnitřní průměr pružiny	$D_e / D_i$	6,02   4,12	[mm]
4.10	Poměr vinutí	$i$	5,34	
4.11	Počet činných závitů	$n$	7	
4.12	Doporučené meze volné délky	$L_{0min} / L_{0max}$	12,55   23,19	[mm]
4.13	Volná délka pružiny	$L_0$	15,69	[mm]
4.14	Doporučené meze rozteče mezi závitů	$t_{min} / t_{max}$	1,52   3,04	[mm]
4.15	Vůle / rozteč mezi závitů volné pružiny	$a / t$	1,02   1,97	[mm]
4.16	<b>Parametry předpružené pružiny</b>			
4.17	Deformace (stlačení) pružiny	$s_1$	0,59	[mm]
4.18	Délka pružiny	$L_1$	15,10	[mm]
4.19	Napětí pružiny	$\tau_1$	78,30	[MPa]

Obr.104- Základní parametry navržené pružiny



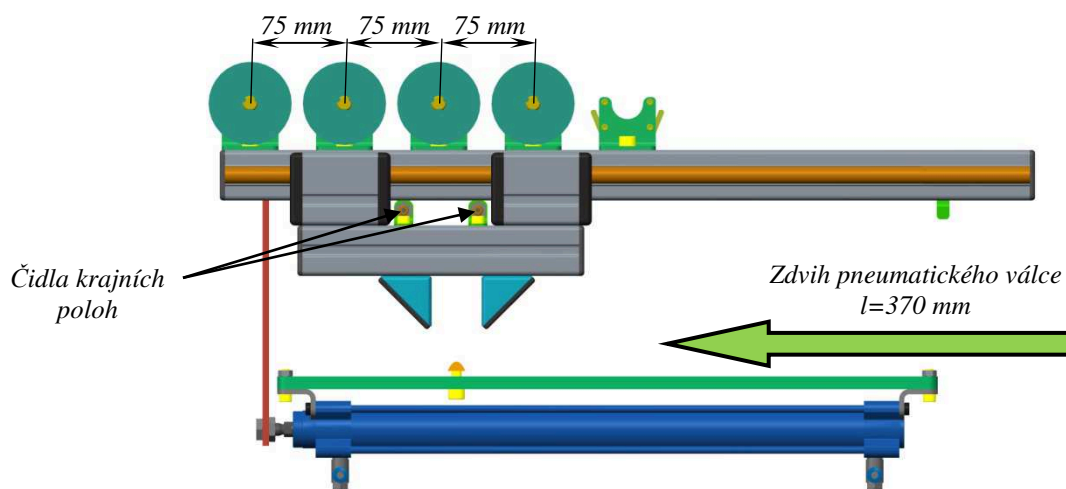
4.20	<b>Parametry plně zatížené pružiny</b>		
4.21	Deformace (stlačení) pružiny	$s_8$	5,58 [mm]
4.22	Délka pružiny	$L_8$	10,11 [mm]
4.23	Pracovní zdvih pružiny	$H$	4,99 [mm]
4.24	Napětí pružiny	$\tau_8$	743,88 [MPa]
4.25	<b>Parametry pružiny ve stavu mezním</b>		
4.26	Teoretické mezní zatížení pružiny	$F_9$	63,25 [N]
4.27	Teoretické stlačení / délka pružiny	$s_9 / L_9$	7,14 8,55 [mm]
4.28	Teoretické napětí pružiny	$\tau_9$	952,42 [MPa]
4.29	Suma min. dovolených vůlí mezi činnými závit	$s_{amin}$	0,949 [mm]
4.30	Minimální mezní zkušební délka pružiny	$L_{minF}$	9,50 [mm]

Obr.105- Základní parametry navržené pružiny



Obr.106- Navržená pružina

Když se připočte síla 200N v rovnici [ 5.34], moment potřebný pro motor pohánějící osu Z vzroste na 0,23 Nm. Tuto hodnotu motor splňuje, tudíž je schopen natlačit Morse dutinu na nástroj zvolenou silou 200 N. Pokud je ovšem dosazena mezní síla  $F_9 = 253 \text{ N}$  ( $4 \cdot 63,25$ ) při plném stlačení pružiny potřebný moment motoru vzroste na 0,28 Nm. Z toho vyplývá, že moment motoru je vhodně zvolen tak, aby nepoškodil zásobník nástrojů.



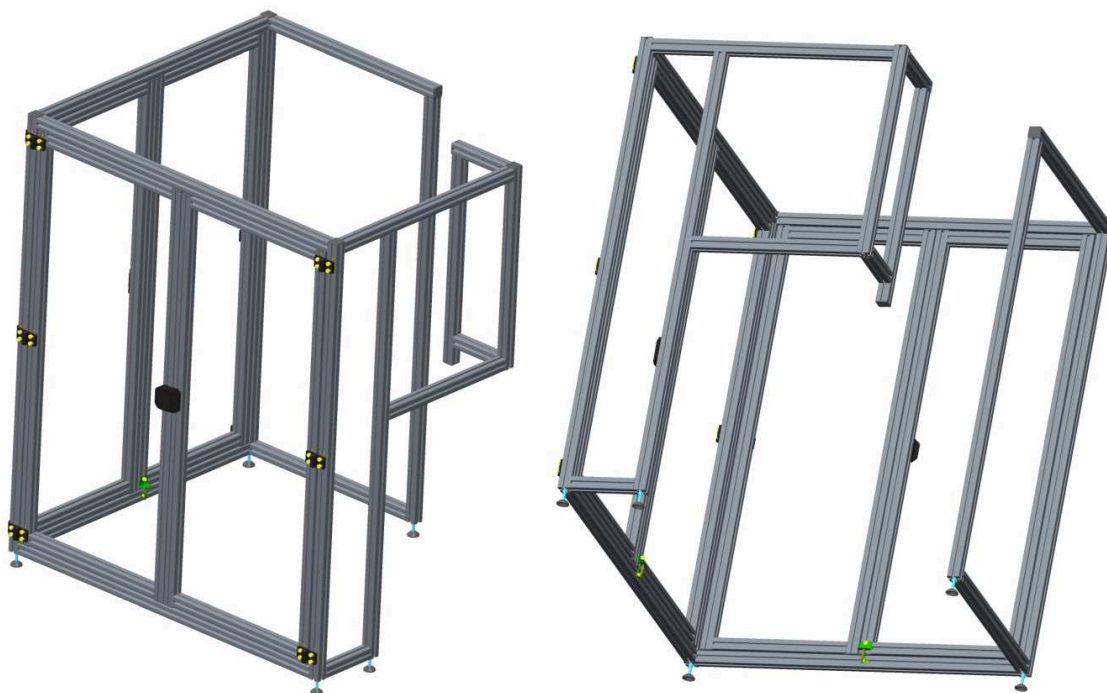
Obr.107- Zásobník nástrojů

## 7.4 Bezpečnost práce

Ochranné oplocení stroje slouží k tomu, aby zamezilo přístupu k pohyblivým částem stroje. Účelem je zabránit přimáčknutí prstů nebo končetin posuvnými částmi stroje k pevné překážce. Jelikož jsou na stroji také rotační části, mohlo by dojít k namotání volných konců oděvů, například na vřeteno případně do řemenového převodu. Jednou z dalších funkcí je ochrana samotného stroje před neopatrnými zásahy z venčí.

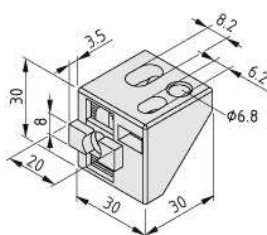
### Konstrukce oplocení

Plot je sestaven z profilů ITEM 8 40x40. Spojení profilů obstarávají standardní spoje ITEM. Výplně jsou z plexiskla o tloušťce 10 mm a upevněny pomocí multiblocku ITEM (obr.109). Plot má z boční a zadní strany dveře, aby byla zajištěna dobrá přístupnost při údržbě a opravách stroje a také při odebírání bedny se šponami. Každé z dveří má na spodní straně rámu čidlo (rozpínací kontakt), které dává informaci řídicímu systému o otevření případně zavření dveří. Pokud by během činnosti stroje byly dveře otevřeny řídicí systém, stroj zastaví.



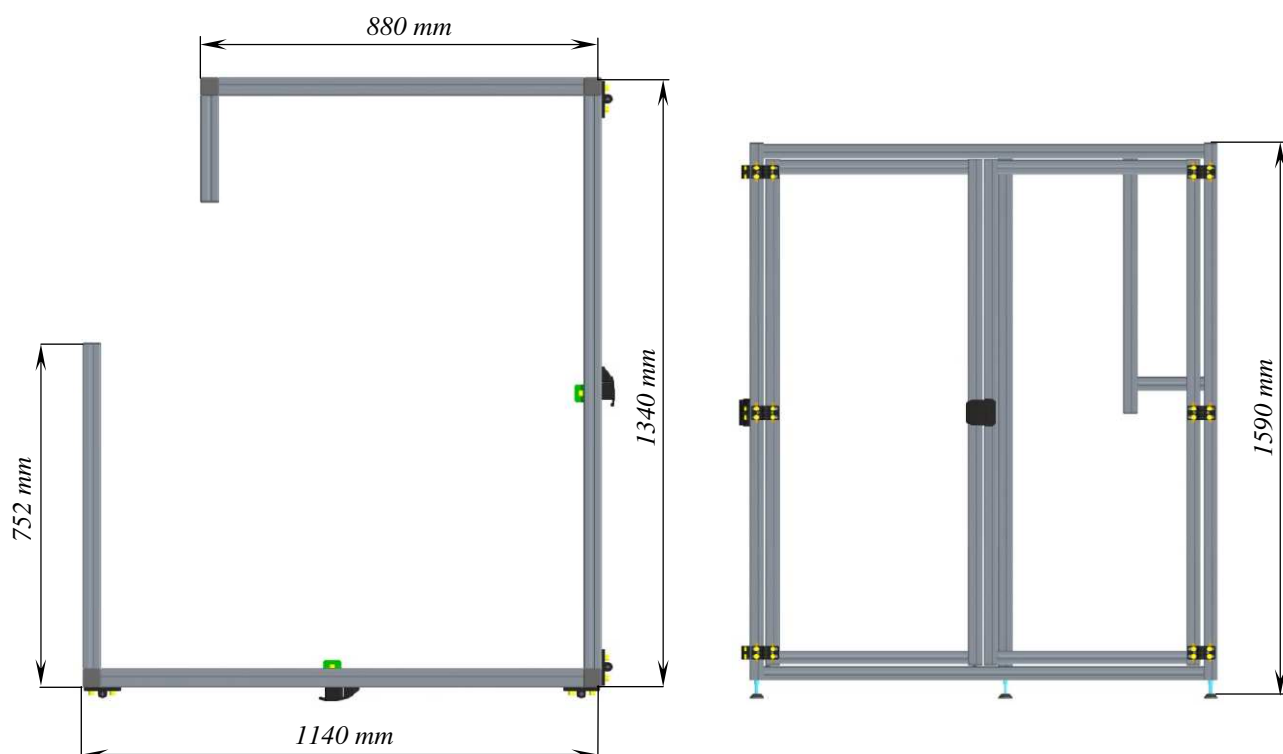
Obr.108- Oplocení

Ve spodní straně rámu jsou umístěny stavitelné nohy na kterých plot stojí. Celý plot je připevněn k rámu stroje, aby jej nebylo možné jednoduše odsunout.

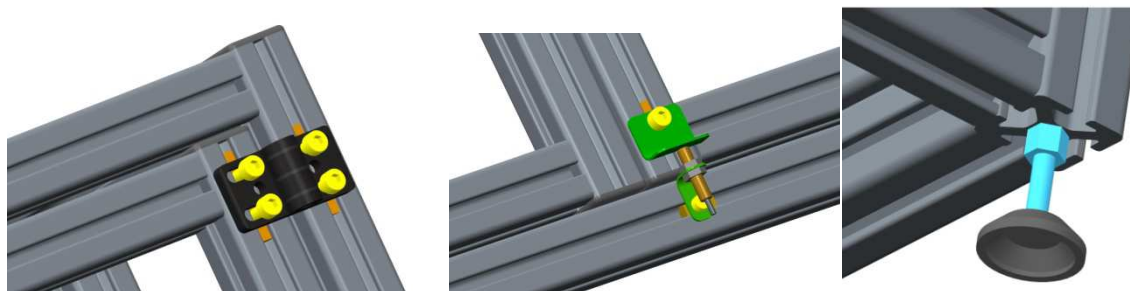


Obr.109- Multiblock ITEM [14]





Obr.110- Rozměry oplocení



Obr.111- Detaily konstrukce

Na každých dveřích bude ještě umístěna výstražná tabulka varující před nebezpečím úrazu (ISO 11684).



Obr.112- Varovná tabulka

## 8. Návrh pneumatického systému stroje

Pneumatika na stroji plní několik různých funkcí:

- Upínání obrobku.
- Vyrážecí nástroje.
- Vysouvání a zasouvání zásobníku.

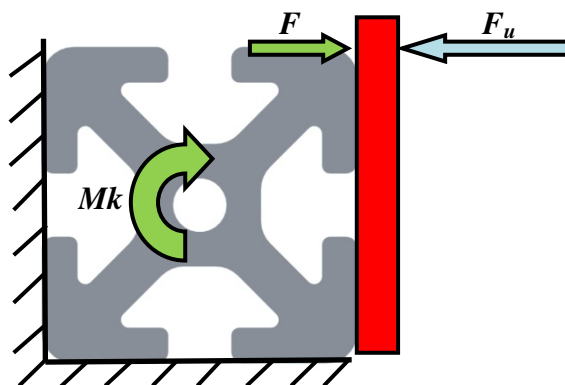
Pneumatický systém stroje tvoří čtyři dvojčinné válce, které jsou ovládány elektromagnetickými rozvaděči. Rozvaděče jsou řízeny PLC jednotkou, která tvoří řídicí systém stroje. Pro návrh pneumatického systému bylo počítáno s tlakem v rozvodech stlačeného vzduchu  $p = 0,6 \text{ MPa}$ .

### 8.1 Návrh válců pro upínání obrobků

Jelikož je potřeba upínat i velice dlouhé profily, tak pro upínání byla zvolena dvojice pneumatických válců, které jsou od sebe posunuty o 786 mm. Tyto válce přitlačují profily proti pevnému dorazu. Pro návrh pneumatického válce byl potřebný krouticí moment pro vyřezání závitu (tab.18) násoben pětkrát, aby byla dostatečná rezerva pro upnutí i po otupení závitníku. Jelikož na držácích ZHB jde nastavit max. přenášený moment, nebylo počítáno s maximálním momentem motoru.

Velikost závitníku	Zvolený $M_k$ pro návrh upínacího válce [Nm]
M12	15,6
M10	9,55
M8	5,3
M6	2,55
M5	1,35

Tab.18- Momenty pro návrh upínání



Obr.113- Rozložení sil

Největší síla  $F$  bude působit proti upínací síle  $F_u$  při obrábění čtvercových profilů. Upínací síla musí být vyšší, než síla vyvolaná kroutícím momentem na rameni délky poloviny rozteče profilu.

Příklad výpočtu pro rozměrovou řadu ITEM 12

$$F_u \geq F \quad [6.1]$$

$$F = \frac{M_k}{\frac{R}{2}} = \frac{15,6}{\frac{0,06}{2}} = 520 \text{ N} \quad [6.2]$$

Velikostní řada	Zvolený $M_k$ pro návrh upínacího válce [Nm]	Rozteč [mm]	Upínací síla $F$ [N]
ITEM 12	15,6	60	520
ITEM 10	9,55	50	382
ITEM 8	5,3	40	265
ITEM 6	2,55	30	170
ITEM 5	1,35	20	135

Tab.19- Potřebné upínací síly

V tab.19 jsou vypočteny upínací síly a největší z nich má hodnotu 520 N a takto velkou sílu musí vyvodit pneumatický válec.

Minimální průměr válce

Tlak v kruhu:  $p = 0,6 \text{ MPa}$

Minimální vyvozená síla :  $F_u = 520 \text{ N}$

$$F_u = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_u}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 520}{0,6 \cdot \pi}} = 33,22 \text{ mm} \quad [6.3]$$

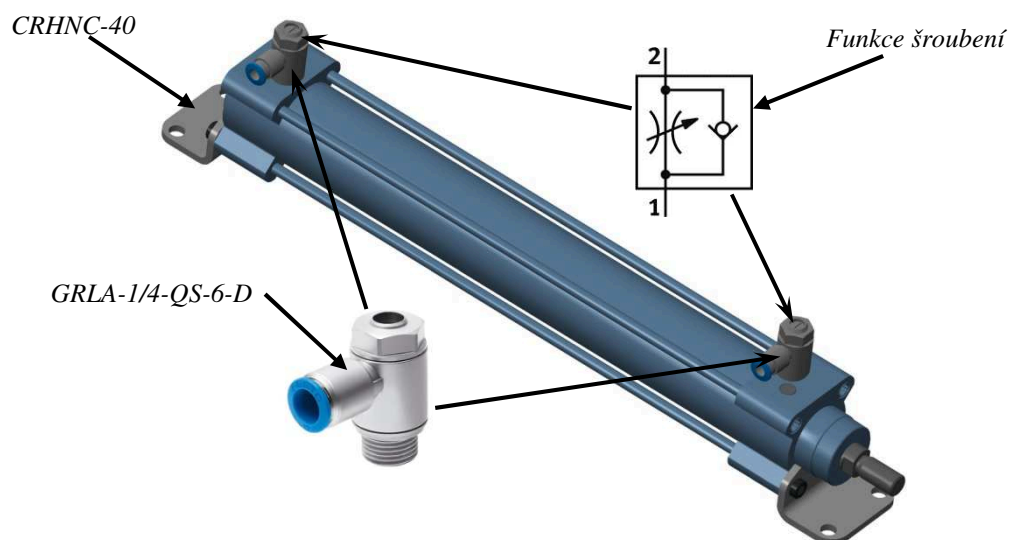
Potřebný průměr válce je tedy 33,22 mm.

Z katalogu FESTO byl vybrán válec **DSBG-40-260-PA-N3**. Zdvih válce je 260 mm a průměr pístu 40 mm. Teoretická síla při 6 barech je 754 N.

Síly [N] a energie nárazu [J]	32	40	50	63	80	100
Ø pístu						
teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712
teoretická síla při 6 barech, pohyb vzad	415	633	990	1 682	2 721	4 418

Obr.114- Základní parametry válce DSBG-40-260-PA-N3 [13]

Z katalogu příslušenství byla k válci vybrána sada pro upevnění válce **CRHNC-40** a funkční šroubení **GRLA-1/4-QS-6-D** s funkcí škrcení. Na závitu pístnice bude našroubována opěrná deska a zajištěna kontra maticí.



Obr.115- Pneumatický válec pro upínání DSBG-40-260-PA-N3

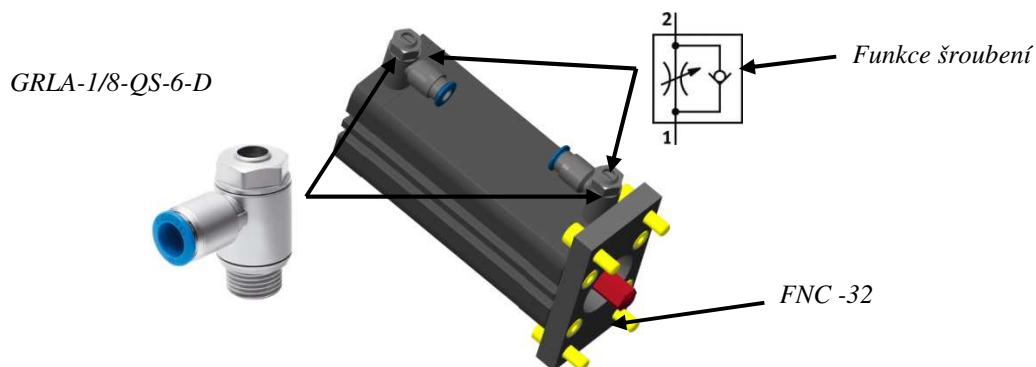
## 8.2 Výběr válce pro vyrážecí

Pro vyrážecí byl zvolen pneumatický válec od firmy FESTO **ADN-32-75-I-P-A** s průměrem pístu  $d = 32$  mm a zdvihem 75 mm. Pístnice má vnitřní závit do kterého se zašroubuje vyrážecí koncovka. K válci bylo vybráno rovněž funkční šroubení **GRLA-1/8-QS-6-D** jako u upínacích válců. Z příslušenství byla vybrána upínací deska **FNC-32**, která se připevní s válcem k zadní hliníkové desce kryjící řemenový převod vřetene.

Síly [N] a energie nárazu [J]											
Ø pístu	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed											
–	68	121	188	295	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
S1	–	–	–	295	–	754	–	1 870	–	4 712	–
S2	51	90	141	247	415	686	1 057	1 750	2 827	4 524	7 069

Obr.116- Základní parametry pneumatického válce ADN-32-75-I-P-A [13]

Síla pro vyražení držáku ZHB pneumatickým válcem je 483 N a to je více než dvojnásobek síly která byla navržena pro natlačení držáku ZHB do Morse dutiny. Mělo by se jednat o dostatečnou sílu pro vyražení.



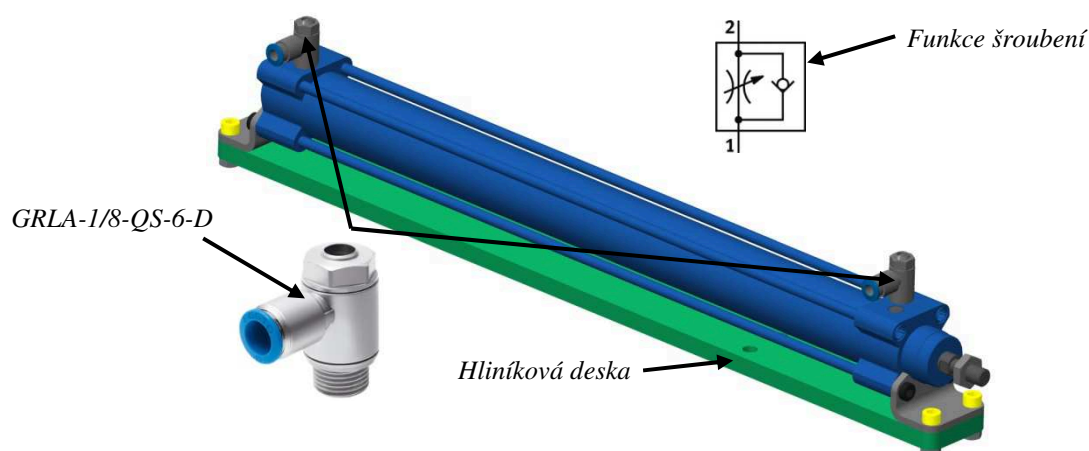
Obr.117- Pneumatický válec ADN-32-75-I-P-A pro vyrážení držáku ZHB

### 8.3 Výběr pneumatického válce pro zásobník nástrojů

Při výběru pneumatického válce pro zásobník nástrojů byl hlavním parametrem výběru zdvih válce. Síla pro vysunutí zásobníku je velice malá, ale jelikož je potřeba relativně velkého zdvihu, musel být vybrán větší průměr pístu než by bylo potřeba. Pro zásobník byl vybrán válec také od firmy FESTO **DSBG-32-370-PA-N3**. Jako šroubení bylo použito **GRLA-1/8-QS-6-D**. Pro upevnění jsou použity patky z nabízeného příslušenství k válci, které se připevní s válcem k hliníkové desce a ta se připevní k rámu stroje.

Síly [N] a energie nárazu [J]	32	40	50	63	80	100
Ø pístu	32	40	50	63	80	100
teoretická síla při 6 barech, pohyb vpřed	483	754	1 178	1 870	3 016	4 712
teoretická síla při 6 barech, pohyb vzad	415	633	990	1 682	2 721	4 418

Obr.118- Základní parametry válce DSBG-32-370-PA-N3 [13]



Obr.119- Pneumatický válec DSBG-32-370-PA-N3

Pomocí funkčního šroubení je možné nastavit rychlost vysouvání a zasouvání pístnice. Aby se nezmenšila síla při pohybu pístu, musíme škrtnit vždy na výstupu z válce nikoliv na vstupu.

### 8.4 Výběr rozvaděčů a ostatních prvků pneumatického systému

Pro čištění a mazání vzduchu byla vybrána jednotka **FRC-1/4-D-7-MINI** s přívodním kolenem **QSL-G1/4-10** a rozbočkou k rozvaděčům **QSLV3-G1/4-6**.

Jemnost filtrace: 40µm

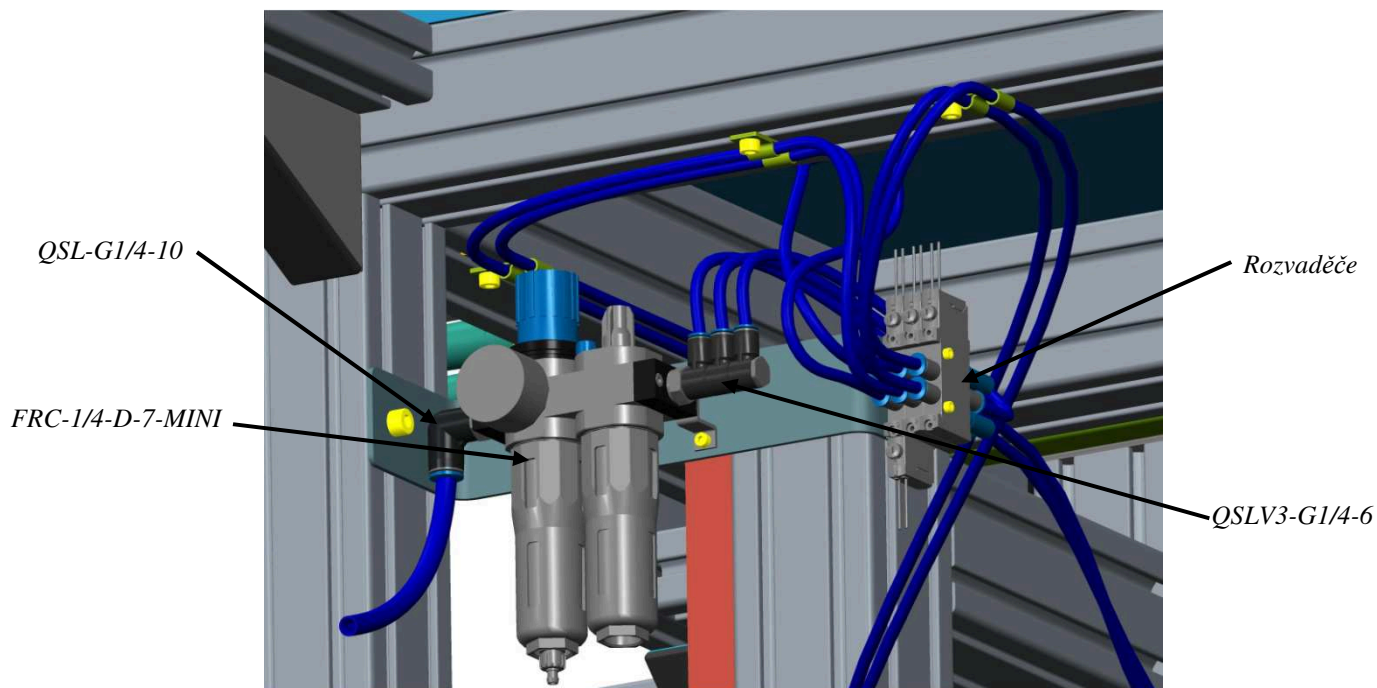
Rozsah regulace tlaku: 0,5-7 baru

Připojení pneumatiky: G1/4

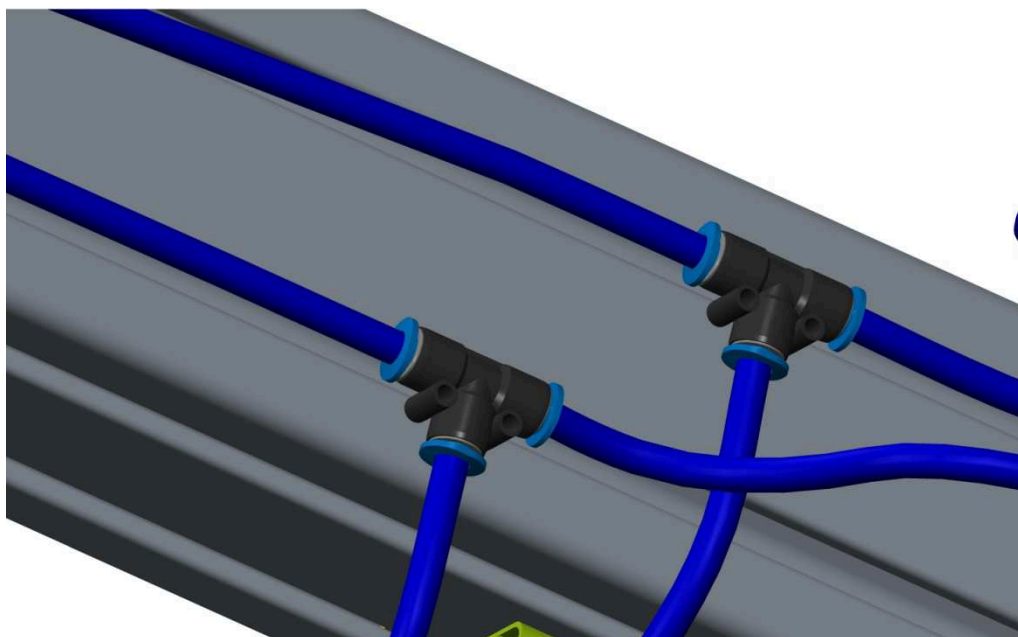
Před přívodním kolenem je umístěn uzavírací ventil **HE-2-QS-10**, který uzavírá průtok k čističce vzduchu.

Rozvaděče pro upínací válce byly zvoleny typu 5/3 s uzavřeným středem **VUVG-L10-P53C-T-M7-U-1L1L**. Protože jeden rozvaděč ovládá dva upínací válce, je zapotřebí použít rozbočku **QSMT-6**. Pro válec vyrážače a zásobníku je použit rozvaděč typu 5/2 **VUVG-L10-M52-MT-M7-U-1L1L**.

Tato volba zajišťuje, že jak zásobník tak i vyráječ je v klidové poloze rozvaděče tlačení do zadních pozic, tudíž nehrozí samovolný výsuv kvůli netěsnostem.



Obr.120- Pneumatika stroje



Obr.121- Rozbočky k upínacím válcům

Všechny rozvaděče jsou ovládány napětím 24 V.







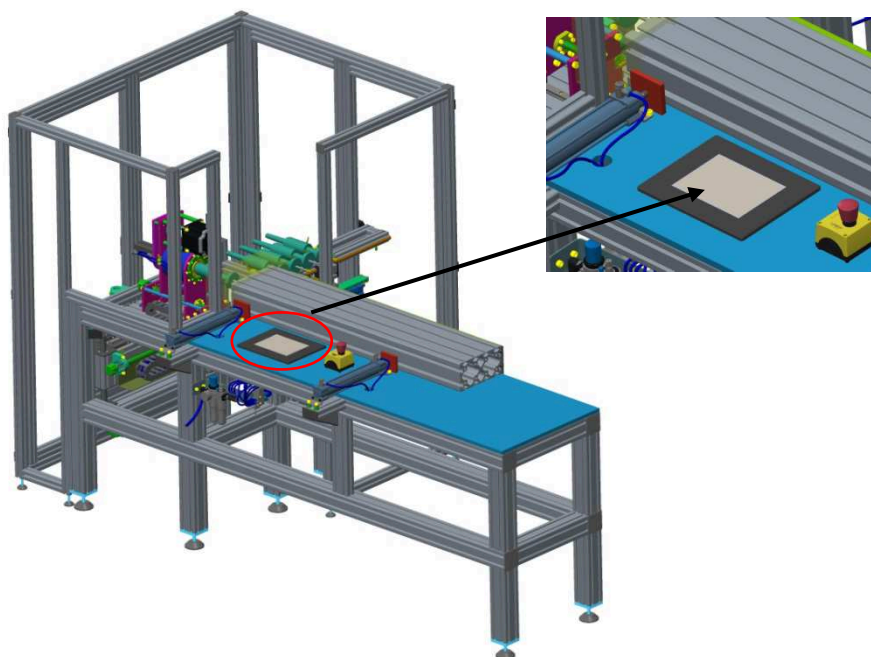
## 9. Návrh řídicího systému

Obsluha bude řídit stroj pomocí 7" touch panelu umístěného v desce stolu. Pomocí tohoto panelu bude zadávat informace o obráběném profilu (rozměrová řada, typ profilu, případně počet obráběných profilů). Na základě těchto údajů bude jasné, v které pozici se díry nacházejí.



Obr.123- Touch panel eMT3070A1

Na stroji je celkem 15 indukčních čidel, které informují řídicí systém (ŘS) o stavu stroje. Jedná se o 8 čidel koncových poloh, 5 čidel zjišťující přítomnost nástrojů v zásobníku a dvě čidla na dveřích.



Obr.124- Stroj s ovládacím panelem

Řídicí jednotky k motorům byly použity jednotky typu CD od firmy Microcon. Ty v sobě mají malý mikrokontroler M1486. To umožňuje aby samotné jednotky sloužily jako malý programovatelný automat. Může v nich být nahrán program a na základě stavu digitálních vstupů být spouštěn. Jednotky mezi sebou mohou komunikovat pouze prostřednictvím digitálních vstupů a výstupů. Pro napájení jednotek byly použity zdroje PS také od Microconu.

Parametry výkonové části			
	CD20M	CD30M	CD40M
Napájecí napětí	12 - 35 VDC	12 - 48 VDC	12 - 48 VDC
Amplituda proudu	0,4 - 2 A	0,4 - 3,3 A	0,4 - 4 A
Nastavení proudu	v osmi stupních	v šestnácti stupních	v šestnácti stupních
Doporučený počet mikrokroků na celokrok	4, 8, 16	4, 8, 16	4, 8, 16
Automatické snížení proudu po zastavení motoru	ANO	ANO	ANO
Možnost programového vypnutí koncového stupně	ANO	ANO	ANO
Kapacita na jednotce	4 000 µF	5 000 µF	5 000 µF
Statické momenty vhodných krokových motorů	0,1 - 2,8 Nm	0,5 - 8,5 Nm	2,7 - 9,5 Nm
Rozměry, standardní malý euro-formát	160 x 100 x 30 mm	160 x 100 x 30 mm	160 x 100 x 45 mm
Doporučený napájecí zdroj	PS 20/30	PS 35	PS 35
Parametry řídicí části (podrobnější informace - viz str. 6, 7)			
Sériové rozhraní RS232	není galvanicky oddělená sériová linka	galvanicky oddělená sériová linka	galvanicky oddělená sériová linka
Počet jednotek připojitelných na jedno sériové rozhraní	až 16	až 16	až 16
Počet uživatelských vstupů / výstupů	5 / 4	5 / 4	5 / 4

Obr.125- Základní parametry řídicích jednotek krokových motorů [12]

Tyto základní parametry byly určující pro výběr PLC, které celý stroj řídí. Jako PLC byla vybrána jednotka **DL06 DO-06DD1**.



Obr.126- PLC DL06 DO-06DD1

### Základní parametry PLC

20 binárních vstupů 12-24 VDC  
 16 binárních výstupů 12-24 VDC  
 2xRS232  
 4 rozšiřující sloty  
 Napájení 110-230 VAC

Jelikož počet vstupů a výstupů pro řízení není dostatek, bylo nutné použít další dva rozšiřující moduly **DO-10ND3** a **DO-10TD1**. Tyto moduly rozšíří počet vstupů a výstupů o dalších deset.

Program nebo jednotlivá smyčka v programu řídicích jednotek motorů je vyvolávána stavem vstupů dané jednotky. Např. povel "jed' o rozteč doprava" danou rychlostí a zrychlením spotřebuje jeden vstup na řídicí jednotce. Daný povel však potřebujeme provést na obě strany. To by byly už dva zabrané vstupy. A navíc tento povel je potřeba provést pro pět rozměrových řad profilu, kde každá má jinou rozteč, nemluvě o výměně nástrojů. Z tohoto hlediska by se mohl zdát počet vstupů na řídicích jednotkách nedostatečný ale v manuálu je uvedeno, že je možná i jejich kombinace. To umožňuje podstatně zvětšit počet vyvolávaných sekvencí programu.

Počet možných povelů se zjistí pomocí kombinačních čísel.

Počet vybíraných prvků:  $k = 1-5$

Počet digitálních vstupů na jednotce:  $n = 5$

$$C_k(n) = \frac{n!}{(n-k)! \cdot k!} \quad [7.1]$$

Počet kombinací celkem

$$C_1(5) = \frac{5!}{(5-1)! \cdot 1!} + C_2(5) = \frac{5!}{(5-2)! \cdot 2!} + C_3(5) = \frac{5!}{(5-3)! \cdot 3!} + C_4(5) = \frac{5!}{(5-4)! \cdot 4!} + C_5(5) = \frac{5!}{(5-5)! \cdot 5!} = 5 + 10 + 10 + 5 + 1 = 31 \quad [7.2]$$

Z použití všech pěti vstupů na jedné jednotce máme možnost vyvolat 31 různých smyček v programu. U jednotky ovládající vřeteno, která má k dispozici 14 vstupů, nebude potřeba použít všechny, tudíž budou obsazeny pouze 4 vstupy.

Výstupy z PLC:

Řídicí jednotky motorů: 19

Ovládání brzdy motoru: 1

Ovládání rozvaděčů: 4

Vstupy do PLC:

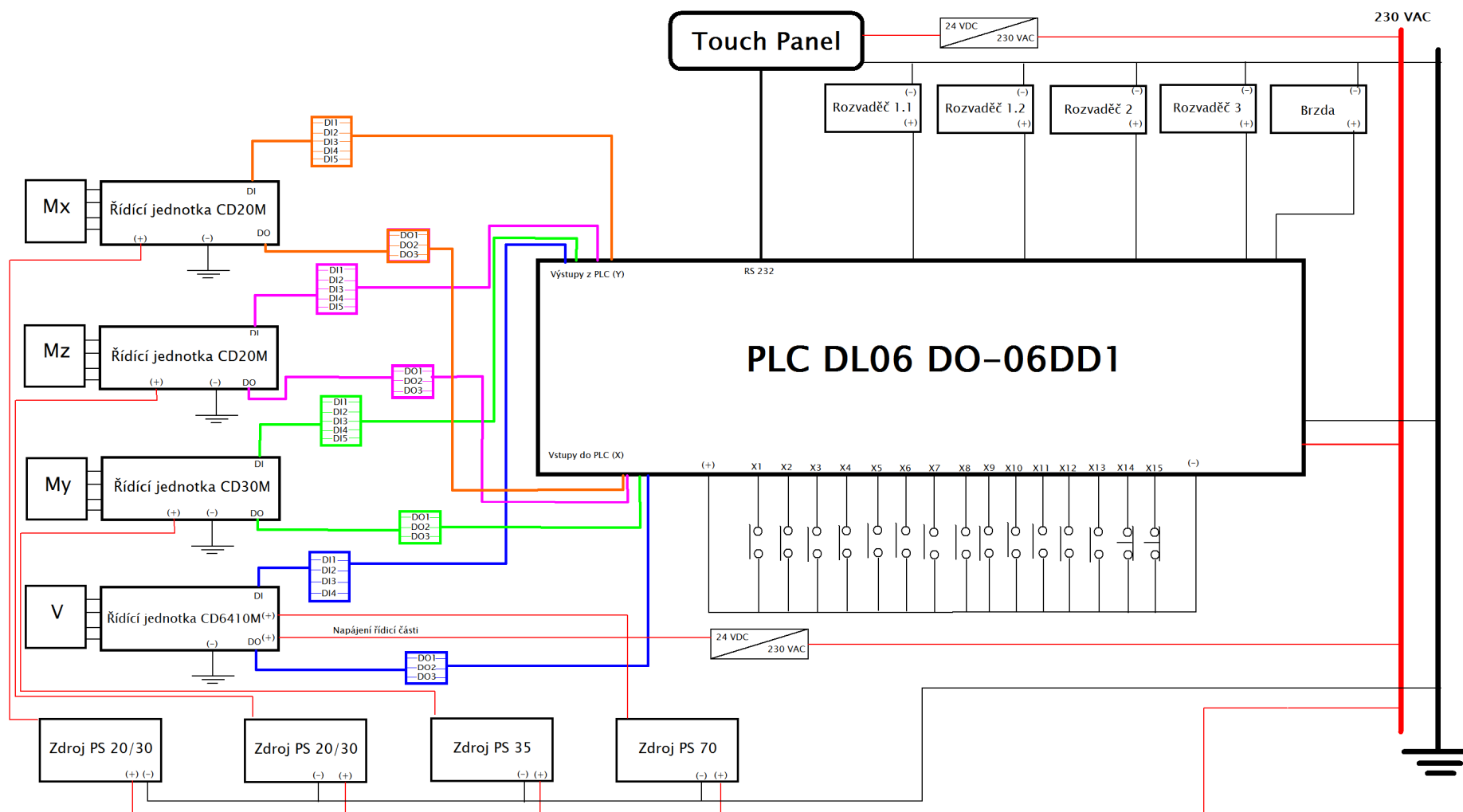
Indukční čidla: 15

Výstupy z řídicích jednotek: 12

<i><b>DI celkem</b></i>	<i><b>DO celkem</b></i>
<b>27</b>	<b>24</b>

Tab.20- Vstupy a výstupy pro PLC

Vybrané PLC s přídatnými moduly je pro funkci stroje dostatečné. Pokud by bylo potřeba více potřebných vstupů a výstupů na PLC se nachází ještě dva volné sloty pro rozšíření.

**Blokové schéma řídicího systému**

Obr.127- Blokové schéma ŘS

## 10. Ekonomická rozvaha

V dokumentaci, kterou poskytla firma Haberkorn Ulmer je tabulka která uvádí počet závitů vyrobených v roce 1998.

<i>Velikost závitu</i>	<i>Počet zhotovených závitů v roce 1998 [ks]</i>
<b>M5</b>	<b>523</b>
<b>M6,M8 (stejná cena)</b>	<b>10290</b>
<b>M10</b>	<b>110</b>
<b>M12</b>	<b>80</b>

Tab.21- Počet závitů vyrobených v roce 1998

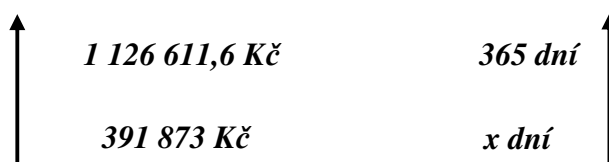
V dokumentaci se rovněž uvádí předpokládaný nárůst vyrobených závitů v roce 1999, který činí 34%. Na základě tohoto předpokladu byl určen nárůst počtu závitů o 300 % pro rok 2013.

<i>Velikost závitu</i>	<i>Předpoklad vyrobených závitů pro rok 2013 [ks]</i>	<i>Cena závitu bez DPH [kč]</i>	<i>Cena závitu s DPH [kč]</i>	<i>Cena celkem s DPH [kč]</i>
<b>M5</b>	<b>1569</b>	<b>27,00</b>	<b>32,67</b>	<b>51 259</b>
<b>M6,M8</b>	<b>30870</b>	<b>28,00</b>	<b>33,88</b>	<b>1 045 875,6</b>
<b>M10</b>	<b>330</b>	<b>32,50</b>	<b>39,36</b>	<b>12 989</b>
<b>M12</b>	<b>240</b>	<b>56,80</b>	<b>68,70</b>	<b>16 488</b>
<b>Celkem</b>	<b>33009</b>	<b>1 126 611,6 Kč</b>		

Tab.22- Předpokládaný počet závitů v roce 2013

Celková cena stroje byla vyčíslena na **391 873 Kč včetně DPH** (podrobný výpis viz.příloha 2). Tato cena nezahrnuje spojovací materiál a náklady spojené s výrobou navržených součástí. Podle požadavkového listu byl rozpočet pro stavbu stroje 450 000 Kč, což znamená, že pro výrobu zbylých dílů může být využito ještě cca 58 000 Kč. Jedná se tedy o dostatečnou rezervu.

### Návratnost investice při předpokládaném odbytu pro rok 2013



$$x = \frac{391\,873}{1\,126\,611,6} \cdot 365 \doteq 127 \text{ dní} \quad [8.1]$$

Při hrubém odhadu byla stanovena doba návratnosti investice na 127 dní.

## 11. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout stroj, který by zhotovoval závity do stavebnicových profilů ITEM, jako náhrada za stávající stroj ve firmě Haberkorn Ulmer. Na základě provedené analýzy současného stavu byly navrženy tři varianty řešení. Při návrhu bylo maximálně využíváno stavebnicového systému ITEM, jak bylo požadováno v požadavkovém listu. Z navržených konstrukčních řešení byla vybrána optimální varianta a ta dále zpracovávána. Bylo provedeno dimenzování pohonů, pevnostní kontrola enormně namáhaných dílů. Dále jsem se zaměřil na návrh pneumatického okruhu a řídicího systému, kterým bude obsluha stroj ovládat. V dalším bodě diplomové práce byla provedena ekonomická studie, ve které byla zhodnocena návratnost vynaložené investice.

Za výhody mého technického řešení bych v první řadě považoval podstatně kratší doby potřebné pro řezání závitu, které jsou oproti stávajícímu stroji asi poloviční. Také je možné obrábět kompletní řadu základních profilů ITEM, což předchází stroj nedovedl bez pracného přestavení stroje. Neschopnost starého stroje řezat závity ve dvou řadách nad sebou na jedno upnutí jsem také vyřešil. Použitím oplocení došlo k zamezení přístupu pro pracovníky, a tím vzrostla bezpečnost práce. Jednou z neposledních výhod je snížení energetické náročnosti stroje, kdy jej není nutné připojovat na třífázové napětí, ale postačí běžná zásuvka na 230 V. Maximální rozměry navrženého stroje jsou 2637x1510x1590 (DxŠxV) takže byl splněn požadavek na maximální rozměry stroje.

Jsem přesvědčen o tom, že pokud bude realizováno sestavení mnou výše popisovaného stroje ve firmě Haberkorn Ulmer, bude se jednat o velký technický přínos pro tuto firmu.

## 12. Seznam použité literatury

- [1] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online]. [cit.2012-11-07]. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace>](http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace)
- [2] ČSN 016910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [3] ISO 690. *Bibliografické citace: Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [4] SKAŘUPA, J. *Kreativita a inovační myšlení v konstruování*. [online]. 1. vyd. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 2007. [cit. 2012-11-07]. 230 s. ISBN 978-80-248-1717-0. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/files/reources/kreativita\\_a\\_inovace.pdf>](http://robot.vsb.cz/files/reources/kreativita_a_inovace.pdf)
- [5] KÁRNÍK, L. *Periferní zařízení RTP*. 1. vyd. Ostrava: VŠB- Technická univerzita, 2006. 127 s. ISBN 80-248-1221-5.
- [6] BURKOVIČ, J. *Navrhování RTP*. [online]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská- Technická univerzita, Strojní fakulta, 2002 [cit. 2012-11-07]. 112 s. ISBN 80-248-0217-1. Dostupné z [www: < http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtf.pdf >](http://robot.vsb.cz/file.php/navrhovani-rtf.pdf)
- [7] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře- Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 2008. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [8] ZAVŘEL, J. *Aplikace metod rozhodovací analýzy při strategickém rozhodování*. Brno, 2009. 115 s. Diplomová práce na fakultě ekonomicko-správní Masarykovy univerzity, katedra podnikového hospodářství. Vedoucí práce prof. Ing. Ladislav Blažek, CSc.
- [9] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA- pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [10] NEULINGEROVÁ, K. *Metody zhotovování závitů*. Brno, 2010. 30 s. Bakalářská práce na fakultě strojního inženýrství VUT Brno, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Ing. Milan Kalivoda
- [11] [http:// www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)
- [12] [http:// www.microcon.cz](http://www.microcon.cz)
- [13] [http:// www.festo.cz](http://www.festo.cz)
- [14] [http:// www.item24.cz](http://www.item24.cz)
- [15] [http:// www.hiwin.cz](http://www.hiwin.cz)
- [16] [http:// www.zkl.cz](http://www.zkl.cz)
- [17] [http:// www.bilz.com](http://www.bilz.com)



### 13. Seznam příloh

#### 1. Výkresová dokumentace:

- Sestavný výkres S1
- Sestavný výkres S1-01
- Sestavný výkres S1-02
- Sestavný výkres S1-03
- Sestavný výkres S1-04

#### 2. Cenový odhad stroje

#### 3. Základní technické parametry vybraných krokových motorů

- SX16-0402
- SX34-2970
- SM41-5311S

#### 4. Elektronická verze diplomové práce

